

修 士 論 文 の 和 文 要 旨

| | | | |
|--|--------------------------------|------|---------|
| 研究科・専攻 | 大学院 情報理工 学研究科 知能機械工学 専攻 博士前期課程 | | |
| 氏 名 | 角谷 理映子 | 学籍番号 | 1532021 |
| 論 文 題 目 | 拮抗型空気圧ゴム人工筋の数理モデル化 | | |
| <p>要 旨</p> <p>2本のMcKibben型空気圧ゴム人工筋を配置した拮抗型人工筋は、軽量さや安全性を要する福祉機器等の人が接する機器に用いられる。拮抗型人工筋を福祉機器などに利用する場合、人体への安全性を保って制御する必要がある。しかし、拮抗型人工筋は、人工筋によるヒステリシスや拮抗配置に由来する非線形性を有するため、拮抗型人工筋の制御は挑戦的課題とされる。拮抗型人工筋の特性を的確に表す数理モデルが得られれば、モデルベース制御や、シミュレーションによる機器の事前検証等が可能になる。そこで本論文では、拮抗型人工筋のハイブリッドモデルを提案する。提案モデルは、人工筋の張力の圧力に対する線型性に着目して導出した静的張力モデル、および、既存モデルに基づく制御弁・人工筋間の流体ダイナミクスモデル、実機実験から測定したシーソーの物理特性を用いた回転運動モデル、人工筋内の摩擦およびシーソーが構造的に受けるクーロン摩擦を表す切替えモデルで構成される。提案モデルの新規性は、人工筋の実観測した特性に基づくモデル、および、人工筋内のクーロン摩擦とシーソーが構造的に受けるクーロン摩擦を表現した点である。また、未知パラメータを導出する必要もあるため、まず、提案モデルに含まれる試行錯誤的な導出が必要なパラメータを定常特性および過渡特性に支配的なものに分類する。そして、パラメータを推定する手順を示す。最後に、パラメータの推定値を用いた提案モデルに対し、内圧の定常応答および時間応答のシミュレーション結果および実験結果を比較し、提案モデルの妥当性を検討する。</p> | | | |

平成 28 年度修士論文

拮抗型空気圧ゴム人工筋の 数理モデル化

学籍番号 ： 1532021

名前 ： 角谷 理映子

指導教員 ： 小木曾 公尚 准教授

日付 ： 2017 年 1 月 30 日

概 要

2本の McKibben 型空気圧ゴム人工筋を配置した拮抗型人工筋は、軽量さや安全性を要する福祉機器等の人々が接する機器に用いられる。拮抗型人工筋を福祉機器などに利用する場合、人体への安全性を保って制御する必要がある。しかし、拮抗型人工筋は、人工筋によるヒステリシスや拮抗配置に由来する非線形性を有するため、拮抗型人工筋の制御は挑戦的課題とされる。拮抗型人工筋の特性を的確に表す数理モデルが得られれば、モデルベース制御や、シミュレーションによる機器の事前検証等が可能になる。そこで本論文では、拮抗型人工筋のハイブリッドモデルを提案する。提案モデルは、人工筋の張力の圧力に対する線型性に着目して導出した静的張力モデル、および、既存モデルに基づく制御弁・人工筋間の流体ダイナミクスモデル、実機実験から測定したシーソーの物理特性を用いた回転運動モデル、人工筋内の摩擦およびシーソーが構造的に受けるクーロン摩擦を表す切替えモデルで構成される。提案モデルの新規性は、人工筋の実観測した特性に基づくモデル、および、人工筋内のクーロン摩擦とシーソーが構造的に受けるクーロン摩擦を表現した点である。また、未知パラメータを導出する必要もあるため、まず、提案モデルに含まれる試行錯誤的な導出が必要なパラメータを定常特性および過渡特性に支配的なものに分類する。そして、パラメータを推定する手順を示す。最後に、パラメータの推定値を用いた提案モデルに対し、内圧の定常応答および時間応答のシミュレーション結果および実験結果を比較し、提案モデルの妥当性を検討する。

目次

| | | |
|------------|---------------------------|-----------|
| 第1章 | はじめに | 1 |
| 1.1 | 社会的背景 | 1 |
| 1.2 | McKibben 型空気圧ゴム人工筋 | 1 |
| 1.3 | 拮抗型人工筋 | 3 |
| 1.4 | 本論文の目的 | 4 |
| 1.5 | 本論文の構成 | 4 |
| 第2章 | 拮抗型人工筋システムの数理モデル導出 | 5 |
| 2.1 | 拮抗型人工筋システム | 5 |
| 2.2 | 拮抗型人工筋システムの数理モデル | 6 |
| 2.2.1 | 人工筋のモデリング | 8 |
| 2.2.2 | シーソーのモデリング | 11 |
| 2.3 | 拮抗型人工筋モデルの未知パラメータ | 14 |
| 2.3.1 | 定常特性に支配的なパラメータ | 16 |
| 2.3.2 | 過渡特性に支配的なパラメータ | 19 |
| 2.4 | サブシステム数の検討 | 21 |
| 第3章 | モデル妥当性の実機検証 | 24 |
| 3.1 | 人工筋実験装置の構成 | 24 |
| 3.2 | 人工筋の張力の計測 | 26 |
| 3.3 | 拮抗型人工筋実験装置の構成 | 28 |
| 3.4 | シーソーの物理特性計測 | 30 |
| 3.5 | 制御弁の入出力関係 | 32 |
| 3.6 | パラメータ値の推定および結果 | 35 |
| 3.7 | 妥当性の実機検証 | 37 |
| 3.7.1 | 定常特性の比較 | 37 |
| 3.7.2 | 過渡特性の比較 | 40 |
| 第4章 | おわりに | 49 |
| 4.1 | まとめ | 49 |

| | |
|------------------------|----|
| 4.2 今後の課題や展望 | 49 |
| 参考文献 | 50 |

目 次

| | | |
|------|--|----|
| 1.1 | Structure of PAM | 2 |
| 1.2 | McKibben pneumatic artificial muscle (Kanda Tsushinkogyo: Air-Muscle 0.5 inch). | 2 |
| 1.3 | Structure of PAM | 4 |
| 2.1 | Illustration of considered Antagonistic PAM pairs system. | 6 |
| 2.2 | Block diagram of antagonistic PAM pairs system. | 7 |
| 2.3 | pressure and force (PAM length contracted). | 8 |
| 2.4 | PAM length and v_1 | 9 |
| 2.5 | Illustration of constraints between PAM pairs and seesaw. | 13 |
| 2.6 | Illustration of force on seesaw. | 13 |
| 2.7 | Influence of changing T_p on pressure response. | 17 |
| 2.8 | Influence of changing μ_s on pressure response. | 18 |
| 2.9 | Influence of changing the orifice area in solenoid valve A_0 on time response. | 20 |
| 2.10 | Influence of changing k_1 or k_2 on time response. | 20 |
| 3.1 | Experimental PAM system. | 24 |
| 3.2 | pressure and force (PAM length contracted). | 27 |
| 3.3 | PAM length and a | 27 |
| 3.4 | Experimental antagonistic PAM pairs system. | 28 |
| 3.5 | restoring torque and angle of see-saw. | 31 |
| 3.6 | time response of angle of see-saw. | 31 |
| 3.7 | α vs \bar{P} on simulation result. | 33 |
| 3.8 | u vs \bar{P} on experimental result. | 33 |
| 3.9 | Relationship between u and α | 34 |
| 3.10 | Validation result of pressure and angle. | 38 |
| 3.11 | Error of pressure and angle.(RMSE: 0.3738) | 39 |
| 3.12 | Time response of pressures and angle(Case 1 , $U_1 = [u_{11}, u_{21}]$, $U_2 = [u_{13}, u_{23}]$). | 41 |

| | | |
|------|---|----|
| 3.13 | Time response of pressures and angle(Case 1 , $U_1 = [u_{19}, u_{29}]$, $U_2 = [u_{17}, u_{27}]$). | 42 |
| 3.14 | Time response of pressures and angle(Case 1 , $U_1 = [u_{15}, u_{25}]$, $U_2 = [u_{12}, u_{28}]$). | 43 |
| 3.15 | Time response of pressures and angle(Case 2 , $U_1 = [u_{15}, u_{25}]$, $A_1 = 0.4$, $A_2 = -0.4$, $f = 0.02$). | 44 |
| 3.16 | Time response of pressures and angle(Case 2 , $U_1 = [u_{15}, u_{25}]$, $A_1 = 0.4$, $A_2 = 0$, $f = 0.02$). | 45 |
| 3.17 | Time response of pressures and angle(Case 2 , $U_1 = [u_{15}, u_{25}]$, $A_1 = 0.5$, $A_2 = -0.5$, $f = 0.05$). | 46 |
| 3.18 | Time response of pressures and angle(Case 2 , $U_1 = [u_{15}, u_{25}]$, $A_1 = 0.5$, $A_2 = 0$, $f = 0.05$). | 47 |

表 目 次

| | | |
|-----|---|----|
| 2.1 | Variables and Parameters of Antagonistic PAM pairs system | 15 |
| 2.2 | Correspondence of conditions \mathcal{X}_σ and modes f_σ | 23 |
| 3.1 | Experimental equipments of single pam | 25 |
| 3.2 | Experimental equipments of angatonistic pam pairs | 29 |
| 3.3 | RMSE between approximations and experimental data of restoring torque of see-saw | 30 |
| 3.4 | u and \bar{P} | 34 |
| 3.5 | RMSE and NRMSE of $\kappa_1(u_1)$, \bar{P}_1 , $\kappa_2(u_2)$, \bar{P}_2 | 34 |
| 3.6 | Parameters for Antagonistic PAM pairs system | 36 |
| 3.7 | RMSE of P_1, P_2, ψ (Case 1) | 48 |

第 1 章 はじめに

本章では，研究に至る背景および本論文の構成を述べる．

1.1 社会的背景

現在，日本の総人口に対して 65 歳以上の高齢者は，27.2 %の割合を占めている¹⁾．それに伴い，介護を必要とする人も年々増加している．また，要介護者の増加に伴い，将来にわたって高齢者が高齢者を介護するケースは増加していくと考えられる．このような背景から，介助者の負担軽減や要介護者の自立補助を目的として，リハビリテーション機器やパワーアシスト機器，介護支援ロボットの開発が盛んにおこなわれている．McKibben 型空気圧ゴム人工筋は，これらのロボットや機器に用いられるアクチュエータに利用されている^{2, 3, 4, 5)}．

1.2 McKibben 型空気圧ゴム人工筋

McKibben 型空気圧ゴム人工筋 (McKibben Pneumatic Artificial Muscle, 以下，人工筋) は，圧縮空気を供給することで長軸方向に収縮力を発生するアクチュエータである．ゴムチューブを非伸縮性のプラスチック繊維のメッシュで包み，両端を金具やプラスチックで閉じ，気体流入口を設けた構造を持つ (Fig. 1.1)．圧縮空気の流入により，ゴムチューブが半径方向に膨張，メッシュの編み込み角度が増加し，人工筋は長軸方向に収縮力を発生する．内部空気の流出により，ゴムチューブが収縮し，メッシュの編み込み角度が減少し，人工筋は長軸方向に伸長する．ただし，このときゴムチューブ内部の圧縮空気が流出により伸長する．すなわち，人工筋は収縮力のみを発生するアクチュエータである．

人工筋の大部分は，ゴムチューブおよびプラスチック繊維のメッシュで構成されているため，軽量かつ柔軟であり，単位重量あたりの出力が大きいという特徴を持つ．軽量さおよび柔軟さは，人間が直接操作し接触することが前提となる福祉機器に求められる特徴であると考えられる．ゆえに，人工筋は福祉機器に適したアクチュエータであると期待され，利用されている．

特に，神田通信工業製人工筋 エアマッスル 0.5inch（以下，エアマッスル）は，

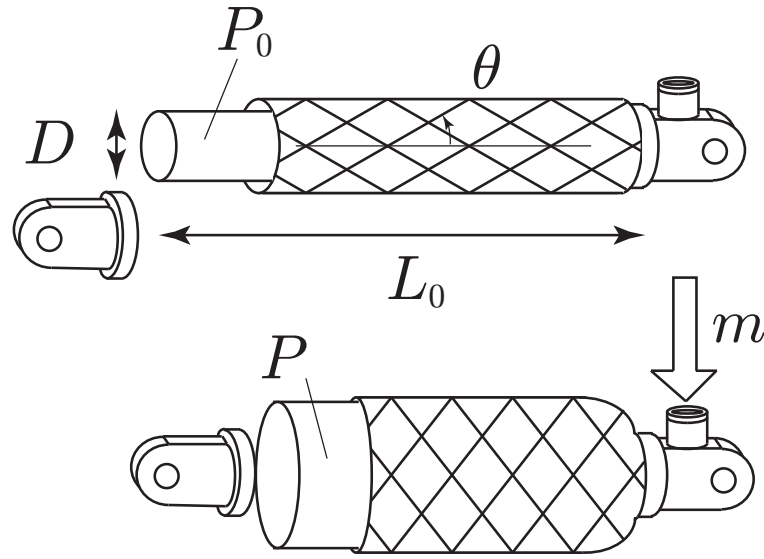
Fig. 1.1: Structure of PAM⁶⁾.

Fig. 1.2: McKibben pneumatic artificial muscle (Kanda Tsushinkogyo: AirMuscle 0.5 inch).

他社の人工筋と比べて、可動部が柔らかいという特徴を持ち、外部からの力に対し、より柔軟な対応ができる。したがって、人間が直接操作し接触する場合により適した人工筋といえる。

しかし、エアマッスルを含め人工筋は、構造に由来するヒステリシスなどの非線形性を有するため、人工筋の数値モデル化および制御は挑戦的課題とされる⁷⁾。もし、正確な数値モデルが得られれば、人工筋の状態推定や、シミュレーションによる機器の事前検証が可能になり、機器の開発コストの削減につながる。このような動機から、人工筋の数値モデル化に関する研究がおこなわれている。

壺東らは、モデルベースの高精度な制御系の設計を目指し、物理現象に基づく非線形性を可能なかぎり考慮した圧力制限のないハイブリッドモデルを提案した⁶⁾。このモデルに対し、小木曾らは、人工筋を拮抗配置にした場合、負荷が時変となることを想定し、パラメータの一部が負荷に依存する構造のモデルを提案した⁸⁾。浦邊らは、モデルのクーロン摩擦力を圧力依存に拡張し、高圧域での人工筋の特性を十分に表現できるモデルを提案した⁹⁾。このモデルは、数種類の人工筋に適用し、その妥当性を検証した¹⁰⁾。人工筋の張力について、外部負荷に依存しない多様な数値モデル表現が示されてきた。Borzikovaらは、仮想仕事の原理を用いた理論的導出による張力モデルを提案した^{11, 12)}。Jouppilaらは、収縮率固定時に張力

と圧力が線形の関係を持つことを利用した張力モデルを提案した¹³⁾。Sarosi らは、指数関数を用いた張力モデルを提案した^{14) 15)}。Hosovsky らは、張力の多項式近似モデル¹⁶⁾を提案した。Tothova らは、文献 17) において、既存の人工筋張力の静的モデル 4 種^{13, 14, 15, 16)}に対し、広範囲の圧力帯域 100-600kPa 内で FESTO 社の MAS-20-200N を用いた実験値に対する精度の比較をおこなった。理論的導出によるモデルに対し、非線形近似モデル^{13, 14, 15, 16)}も同様に有効であり、また、多項式近似モデル¹⁶⁾が最も有効であることを示した。

浦邊らの人工筋モデル⁹⁾では、収縮率の基準に大気圧下で負荷をかけた際の可動部長を用いる。しかし、エアマッスルは大気圧下で負荷をかけた際の可動部長が負荷値に対して大きく変化する。ゆえに、動的負荷下でシミュレーションをおこなう場合、負荷値の変動に応じて状態変数である収縮率速度が過大変動し体積値が負の値をとり内圧が負の値をとる状態が発生するため、シミュレーションが正常におこなわれなくなる恐れがある。したがって、拮抗型人工筋のような負荷が時変である場合のモデルへの拡張に支障をきたす。なお、非線形近似モデル^{13, 14, 15, 16)}では、状態変数に可動部長を用いた表現であるため、負荷をかけた際の可動部長の情報が不要である。

1.3 拮抗型人工筋

人工筋が発生する力の向きは収縮方向のみであるため、2 本以上の人工筋を拮抗的に配置することでトルクを発生させる。実際に福祉機器などでは、2 本以上の人工筋を組み合わせて利用する場合が多い。1 本の人工筋と同様に 2 本の人工筋を拮抗配置した拮抗型人工筋の挙動を数理モデル化する研究もおこなわれている。

Borzikova らは、回転角度について、内圧差に関して近似した静的なモデルを用いた Simple Geometric Muscle Model(SGM)^{18, 19)}、Tothova らは、回転角度について、回転の運動方程式に従う動的なモデルを用いた Advanced Geometric Muscle Model(AGM)^{20, 21)}、Hosovsky らは、Modified Hill's Muscle Model(MHM)を提案している²²⁾。ここで、Modified Hill's muscle model(MHM)とは、筋力を減衰力と弾性力に分けて考え、筋を時変の減衰器と時変の弾性器をもつバネマスダンパ系のような系とみなしたモデルである。また、Pitel らは、文献 23) において、拮抗型人工筋モデル^{18, 19, 20, 21, 22)}を用いたシミュレーション結果および実験結果を比較し、AGM が最も有効であることを示した。しかし、AGM では人工筋の特性によるヒステリシスや摩擦が十分に表現できていない。

以上の既存研究では FESTO 社の MAS-20-200N のような重量が大きく堅い人工筋を前提しているため、エアマッスルのようなより軽量で柔軟な人工筋に対しては、適用可能なモデルを新たに検討する必要がある。

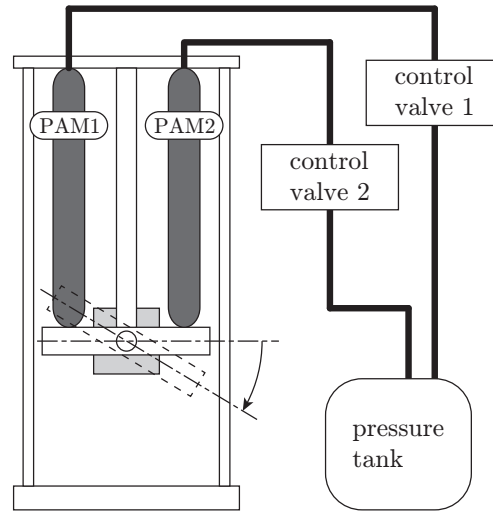


Fig. 1.3: Structure of PAM.

1.4 本論文の目的

本論文の目的は、Fig. 1.3に示す2本のエアマッスルおよびそれぞれに接続された制御弁、シーソーからなる拮抗型人工筋システムのモデルを提案することである。まず、人工筋の実測張力に基づく張力モデルを作成する。次に、シーソー単体の物理特性に基づいて、人工筋の張力によって駆動するシーソーの運動方程式を作成する。提案した要素モデル、および、流体ダイナミクスモデル⁶⁾を用い、拮抗型人工筋システムのモデルを構成する。提案モデルの定常特性の解析により、定常特性に影響するパラメータおよび過渡特性に影響するパラメータを特定する。人工筋の張力測定および張力モデルパラメータの決定方法、および、シーソーの発生する定常トルクおよび自由振動の計測によるシーソーの物理特性パラメータの決定方法を示す。そして最後に、定常内圧応答のシミュレーション結果および実験結果を比較し、妥当性を検討する。さらに、時間応答のシミュレーション結果および実験結果を比較し、提案モデルの妥当性を検討する。

1.5 本論文の構成

本論文の構成について述べる。2章では、人工筋の静的張力モデルの導出を述べ、シーソーのダイナミクスモデルを元に導出した拮抗型人工筋モデルを述べる。導出したモデルを定常解析し、各パラメータが拮抗型人工筋の特性に与える影響を示す。3章では、パラメータの推定値を用いた提案モデルの妥当性をシミュレーション結果と実験結果を比較、検証する。4章で研究の成果をまとめ、今後の課題や展望を示す。誤差の指標には、平均二乗誤差 (RMSE)、および、標準化平均二乗誤差 (NRMSE) を用いる。

第2章 拮抗型人工筋システムの数理モデル導出

本章では、まず、拮抗型人工筋システムのモデルを導出する。次に、提案モデルの定常特性を解析し、そして、未知パラメータがモデルに与える特性を述べる。最後に、提案モデルのサブシステム数の検討を示す。

2.1 拮抗型人工筋システム

本研究で想定する Fig. 2.1 に示すような拮抗型人工筋システムの構造と動作原理を示す。入力は、各比例流量制御弁への入力電圧、出力は、シーソーの角度および各人工筋の内圧値である。中心軸の位置を固定したシーソーの端部にそれぞれ人工筋を接続し、人工筋の駆動によってシーソーが回転する。各人工筋内の圧縮空気の流入出量を各人工筋に接続された比例流量制御弁により制御し、シーソーの角度および各人工筋の内圧の計測値を出力する。人工筋には、神田通信工業製エアマッスル (直径:0.5 inch 可動部長:0.170 m) を用いる。また、本モデルでは人工筋がたわむことのない制御入力を想定する。

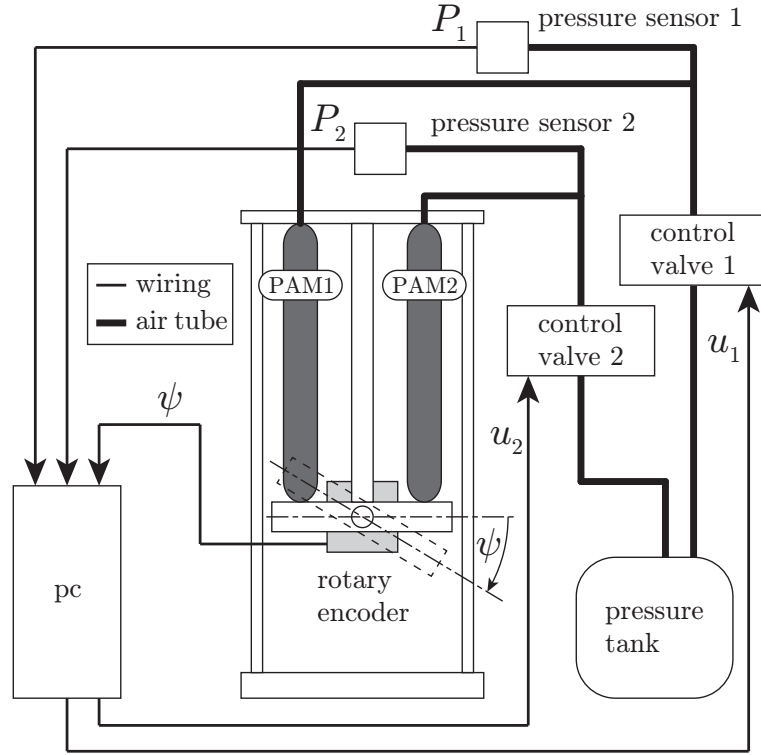


Fig. 2.1: Illustration of considered Antagonistic PAM pairs system.

2.2 拮抗型人工筋システムの数理モデル

拮抗型人工筋システムのブロック線図を Fig. 2.2 に示す. 拮抗型人工筋の数理モデルを状態変数を $x := [\psi \ \dot{\psi} \ P_1 \ P_2]^T \in \mathbb{R}^3$ と定義して, 次式のように表す.

$$\dot{x}(t) = f_\sigma(x(t), u(t)) \quad \text{if } x(t) \in \mathcal{X}_\sigma \quad (2.1a)$$

$$y(t) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} x(t) \quad (2.1b)$$

ここで, 連続時間を $t \in \mathbb{R}$, 入力変数を $u := [u_1 \ u_2] \in \mathcal{U} \subset \mathbb{R}^2$, 出力変数 $y := [\psi \ P_1 \ P_2]^T \in \mathbb{R}^3$, サブシステムの指標を $\sigma \in \Sigma := \{1, 2, \dots, 18\}$ とする. \mathcal{X}_σ は切替条件を規定する状態の部分集合であり, $\mathcal{X}_\sigma := \{x \in \mathbb{R}^4 | \Psi_\sigma(x) > 0\}$ と定義する. ここで, $\Psi_\sigma : \mathbb{R}^4 \rightarrow \mathbb{R}$ は, モデルの切り替え条件から得られる関数である. この系は, 任意の定数 $\bar{u} \in \mathcal{U}$ に対してある σ が一意に存在し, $f_\sigma([\bar{\psi} \ 0 \ \bar{P}_1 \ \bar{P}_2]^T, \bar{u}) = 0$ を満たす.

式 (2.1) を構成する物理式および実験式を 2.2.1 節から 2.2.2 節に示す.

2.2.1 人工筋のモデリング

本節では，人工筋の張力モデルおよび人工筋内部体積と制御弁による流体系のダイナミクスを述べる．McKibben 型空気圧ゴム人工筋は，可動部長の変化しない両端固定状態において，張力と内圧に線形関係があることが知られている．したがって，人工筋の両端固定時の可動部長 l と内圧 P の関係から，次式が得られる²⁴⁾．

$$F(l, P) = v_1(l)P + v_2(l)$$

人工筋の可動部長を 0.152 m, 0.165 m, 0.177 m, 0.189 m で固定した際の，張力および内圧のグラフを Fig. 3.2 に示す．Fig. 3.2 で示したグラフの傾きと対応する可動部長の関係を Fig. 3.3 に示す．Fig. 3.2 に示すように，人工筋の張力内圧直線は全て同じ点 (P_p, F_p) で交わる．Fig. 2.4 に示すように，傾きは可動部長に対して線形関係 $v_1(l) = al + b$ を持つとみなす．したがって，張力 F を次式のように表す．

$$F(l, P) = (al + b)(P - P_p) + F_p \quad (2.2)$$

3.2 節で a, b, P_p, F_p を求める手法を述べる．

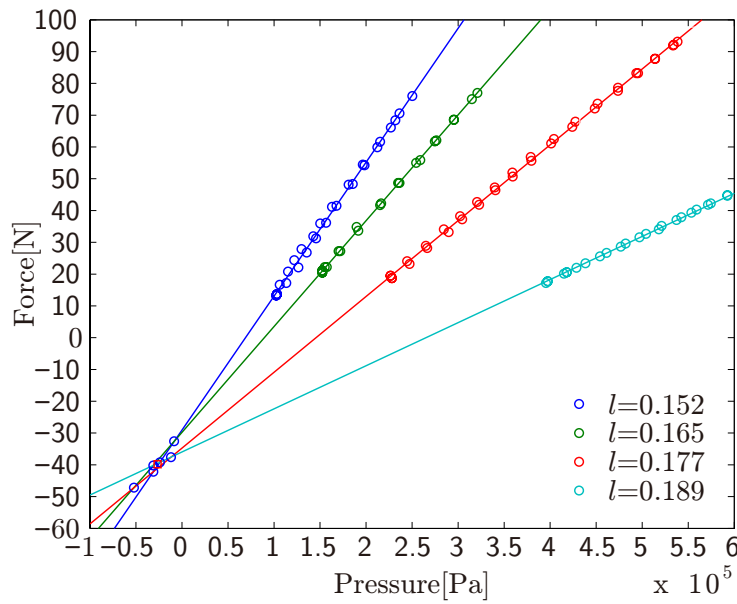
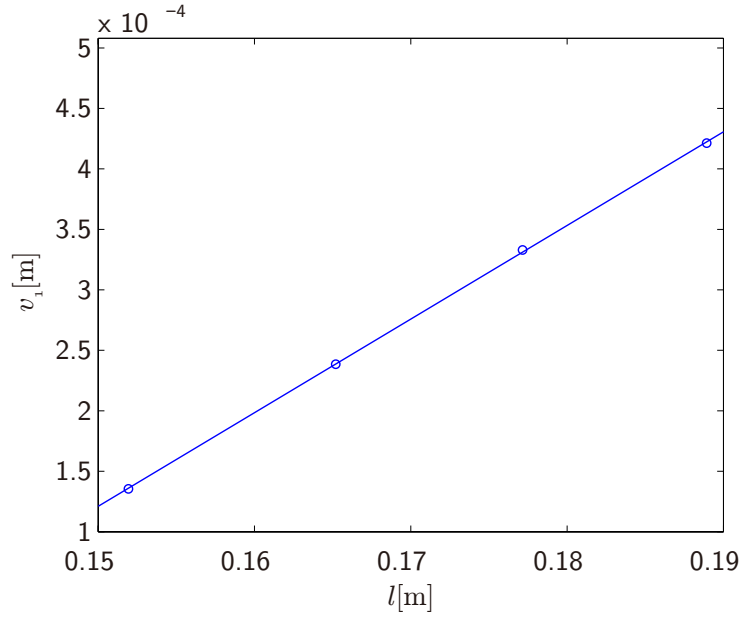


Fig. 2.3: pressure and force (PAM length contracted).

Fig. 2.4: PAM length and v_1 .

人工筋内部の体積 V を解析的に導出することは、人工筋の端部の影響により困難であるため、体積 V を人工筋の可動部長 l の 2 次多項式で近似して表現する²⁵⁾。

$$V(t) = D_1 l(t)^2 + D_2 l(t) + D_3 \quad (2.3)$$

したがって、人工筋の体積の変化率は、

$$\dot{V}(t) = (2D_1 l(t) + D_2) \dot{l}(t) \quad (2.4)$$

となる。ここで、係数 D_1, D_2, D_3 は実験的に定める。実験の手順については、文献 6) を参照のこと。

人工筋の圧力変化 \dot{P} は、人工筋内部の理想気体の熱エネルギー保存則より導くことができる²⁶⁾。

$$\dot{P}(t) = k_1 \frac{RT}{V(t)} \dot{m}(t) - k_2 \frac{\dot{V}(t)}{V(t)} P(t) \quad (2.5)$$

ここで、 $k_1, k_2 \in [1, 1.4]$ はポリトロップ指数であり、 m は流量制御弁から人工筋へ流れる圧縮空気の質量流量である。流量制御弁は圧力タンクからの流入と大気中への流出が同時に起こり、その差異で人工筋内圧を加圧および減圧する。そこで、本モデルでは弁内部に仮想のオリフィスが存在するとし、圧縮空気の正味の流入出量をモデル化している。圧力タンクからの流入量 m_i 、大気中への流出量 m_o を

用いて、仮想のオリフィスを通過する正味の質量流量 m を次式として定める.

$$m(t) = \alpha(t)m_i(t) - (1 - \alpha(t))m_o(t) \quad (2.6)$$

ここで, $\alpha \in [0, 1]$ は制御弁の開度に相当し, 制御弁への指令電圧値 u に依存するため, $\alpha = \kappa(u)$ と表せる. このとき, κ は単調増加関数であり, $u \in \mathcal{U} := [\kappa^{-1}(0), \kappa^{-1}(1)]$ である. 流体の質量流量 m_i と m_o は,

$$m_{i,o}(t) = \begin{cases} A_0 \frac{P_t}{\sqrt{T}} \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} & \text{if } P_b \leq P_t \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \\ A_0 \frac{P_t}{\sqrt{T}} \sqrt{\frac{2k}{R(k-1)}} \left(\frac{P_b}{P_t} \right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{1 - \left(\frac{P_b}{P_t} \right)^{\frac{k-1}{k}}} & \text{if } P_b > P_t \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \end{cases} \quad (2.7)$$

で表される通り, 上流側圧力 P_t と下流側圧力 P_b の比によって変化する. ここで, m_i では, $P_t = P_{tank}$, $P_b = P(t)$ にそれぞれ対応する. また, m_o では, $P_t = P(t)$, $P_b = P_{out}$ にそれぞれ対応する. ただし, 関数 $\kappa(u)$ は, 流量制御弁の個体に依存する. 3.5 節で関数 $\kappa(u)$ の作成方法を述べる.

2.2.2 シーソーのモデリング

まず、シーソーに人工筋が接続されていない状態を考える。シーソーの回転の運動方程式は、

$$J\ddot{\psi} + c_s\dot{\psi} + k_s \sin \psi = 0 \quad (2.8)$$

となる。\$J\$ はシーソーの慣性モーメント、\$c_s\$ は粘性摩擦係数、\$k_s \sin \psi\$ は復元力であり、実験から求める。

次に、シーソーに人工筋が接続されている状態を考える。人工筋とシーソーの幾何的関係を Fig. 2.5 のように考える。人工筋の可動部長の変位およびシーソーの傾き \$\psi\$ の関係より次式が求まる。

$$\Delta L(t) = r \sin \psi$$

拮抗配置による人工筋の可動部長の拘束条件から、各人工筋の可動部長 \$l_1, l_2\$ を次式のようにおく。

$$\begin{aligned} l_1(t) &= L_0 - \Delta L(t) \\ l_2(t) &= L_0 + \Delta L(t) \end{aligned}$$

人工筋が与える外力を含めたシーソーの回転運動方程式は、次式のように表される。

$$J\ddot{\psi} + k_s \sin \psi - r \cos \psi (F(l_1, P_1) - F(l_2, P_2)) + T_f(\dot{\psi}, F_o) = 0 \quad (2.9)$$

ただし、\$T_f\$ はシーソーの駆動に伴う摩擦トルクであり、シーソーに加わる粘性摩擦トルク \$c_s\dot{\psi}\$ を内包している。シーソーに加わる力の幾何的関係を Fig. 2.6 に示す。

シーソーの軸部のクーロン摩擦トルク \$T_s\$ を考える。クーロンの法則より、摩擦力は、滑り面に及ぼす垂直力に比例する。したがって、シーソーの軸部では、シーソーに与えられる外力に比例して摩擦力が発生する。軸の半径を \$r_p\$、軸とシーソーの間の摩擦係数を \$\mu_s\$、シーソーに与えられる外力を \$F_o = F(l_1, P_1) + F(l_2, P_2) - Mg\$ とし、\$T_s\$ は次式で表される。

$$T_s = r_p \mu_s F_o(\psi, P_1, P_2) \quad (2.10)$$

人工筋の駆動に対して発生するクーロン摩擦トルク \$T_p\$ を考える。ゴム表面では、負荷の増加に応じて摩擦係数が減少する性質が認められている²⁷⁾。そこで、人工筋内圧増加に伴い、人工筋を構成するゴムチューブとメッシュの間の摩擦が減少

すると考え、以下の式で近似する． T'_p は試行錯誤的に求める．

$$T_p = T'_p \left(\frac{1}{(P_1 - P_{out})^2} + \frac{1}{(P_2 - P_{out})^2} \right) \quad (2.11)$$

シーソーの回転に加わる摩擦トルク T_f を、以上で述べたクーロン摩擦トルク、および、離散時間摩擦モデル²⁸⁾を用い、次の式で表す．

$$T_f = \begin{cases} ((T_s + T_p)\text{sgn}(\psi_i^v) + c_s \psi_i^v)/(1 + Zc_s) & \text{if } |\psi_i^v| > Z(T_s + T_p) \\ \psi_i^v/Z & \text{if } |\psi_i^v| \leq Z(T_s + T_p) \end{cases} \quad (2.12)$$

ただし、サンプリング時間 T_{stp} とし、 $Z = T_{stp}/J$ とする．また、オイラー法を用いて $\dot{\psi}$ を離散化した収縮率速度 ψ^v は、 $\psi_i^v = \psi_{i-1}^v + ZT_o$ で求められる．ここで、 $i = 1, 2, \dots$ である． $T_o = -k_s \sin \psi + r \cos \psi (F(l_1, P_1) - F(l_2, P_2))$ は摩擦力に起因しないトルクである．

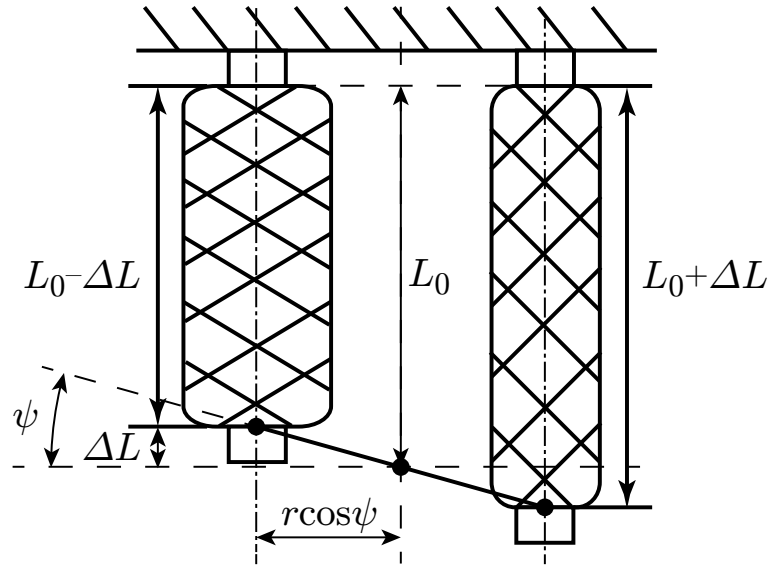


Fig. 2.5: Illustration of constraints between PAM pairs and seesaw.

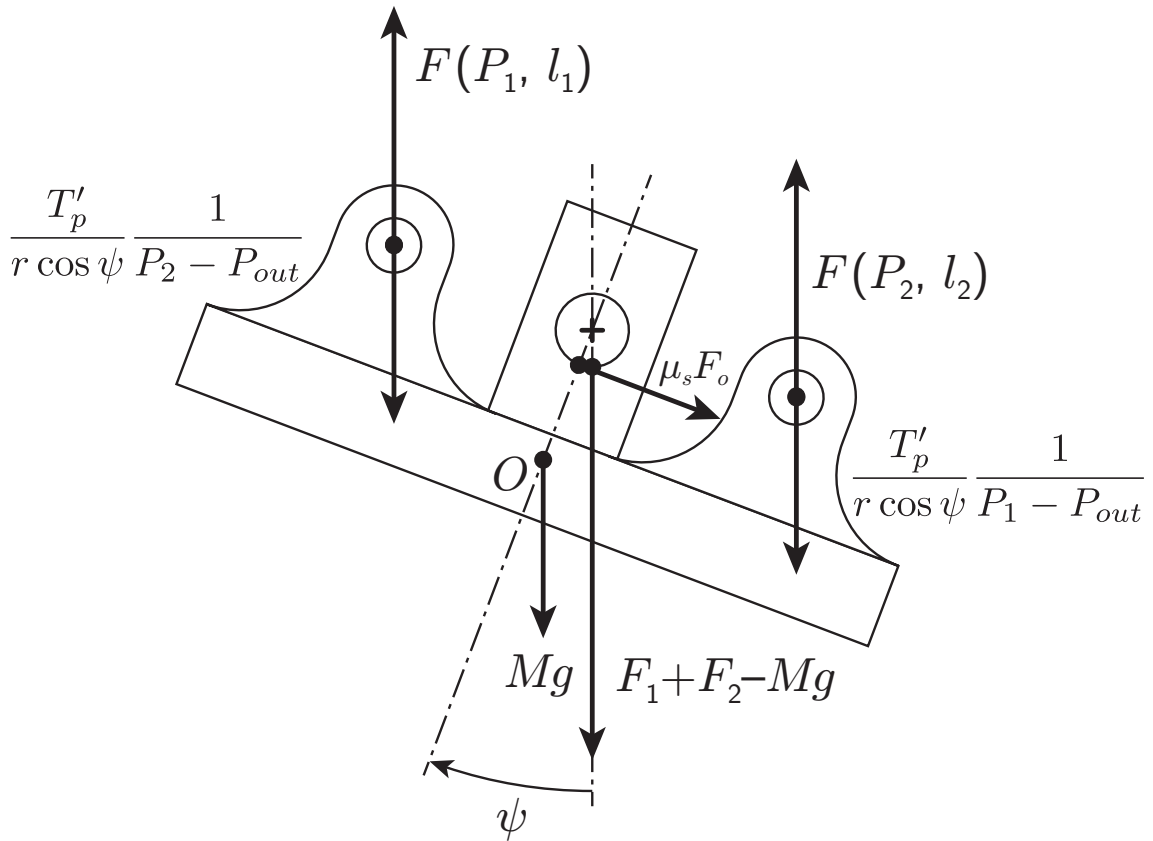


Fig. 2.6: Illustration of force on seesaw.

2.3 拮抗型人工筋モデルの未知パラメータ

Table. 2.1 に拮抗型人工筋モデルが含む変数およびパラメータの一覧を示す。パラメータは、計測結果から算出可能なパラメータおよび試行錯誤的に決定される未知パラメータに分類される。試行錯誤的に決定される未知パラメータは $A_0, k_1, k_2, T'_p, \mu_s$ である。本節では、まず、提案モデルの定常特性を解析し、次に、未知パラメータがモデルに与える特性を述べる。 $P_1(t), P_2(t), \psi(t)$ の定常状態をそれぞれ $\bar{P}_1, \bar{P}_2, \bar{\psi}$ と書き、 $\bar{P}_{1,2} \in [P_{out}, P_{tank}] \wedge \bar{\psi} \in \mathfrak{R}$ とする。拮抗型人工筋システムの定常状態を考えると、 $m_{1,2}, \dot{P}_{1,2}, \dot{V}, \dot{\psi}, \ddot{\psi}$ は0である。したがって、式 (2.5) の両辺は0である。 $m_i(P), m_o(P)$ と記述し、式 (2.6) より、

$$\bar{\alpha}m_i(\bar{P}) = (1 - \bar{\alpha})m_o(\bar{P}) \quad (2.13)$$

が得られる。したがって、 \bar{u} に対して \bar{P} が得られる。式 (2.9) より、

$$k_s \sin \bar{\psi} - r \cos \bar{\psi} (F(l_1(\bar{\psi}), \bar{P}_1) - F(l_2(\bar{\psi}), \bar{P}_2)) + T_f = 0 \quad (2.14)$$

式 (2.12) より、

$$T_f = \begin{cases} ((T_s + T_p)\text{sgn}(T_o) + c_s Z T_o)/(1 + Z c_s) & \text{if } |T_o| > T_s + T_p, \\ T_o & \text{if } |T_o| \leq T_s + T_p, \end{cases} \quad (2.15)$$

式 (2.14), (2.15) より、 T_f を消去する。ただし、 $|T_o| > T_s + T_p$ のとき、式 (2.14) は成り立たない。したがって、次式が得られる。

$$\begin{aligned} 0 &= k_s \sin \bar{\psi} - r \cos \bar{\psi} (F(l_1(\bar{\psi}), \bar{P}_1) - F(l_2(\bar{\psi}), \bar{P}_2)) + T_o \\ &\quad \wedge |T_o| \leq T_s(\bar{\psi}, \bar{P}_1, \bar{P}_2) + T_p(\bar{P}_1, \bar{P}_2), \end{aligned}$$

これより、 \bar{P}_1, \bar{P}_2 に対して $\bar{\psi}$ が得られる。以上より、定常特性に影響する未知パラメータは T'_p, μ_s であり、 A_0, k_1, k_2 は定常特性に影響しない。

Table 2.1: Variables and Parameters of Antagonistic PAM pairs system

| | | |
|-----------------|--|--------------------------------------|
| ψ | : angle of seesaw [rad] | variables |
| l_1, l_2 | : length of PAM [m] | |
| P_1, P_2 | : absolute internal gas pressure [Pa] | |
| V_1, V_2 | : volume of PAM [m ³] | |
| m_1, m_2 | : mass flow rate in the valve [kg/s] | |
| r_p | : radius of shaft [m] | parameters determined by environment |
| r | : radius of seesaw [m] | |
| L_0 | : contraction initial length of PAM [m] | |
| D_1, D_2, D_3 | : coefficients of polynomial [m, m ² , m ³] | |
| M | : weight of seesaw [kg] | |
| g | : gravitational acceleration [m/s ²] | |
| P_{tank} | : source absolute pressure [Pa] | |
| P_{out} | : atmospheric pressure [Pa] | |
| k | : specific heat ratio for air [-] | |
| R | : ideal gas constant [J/kg·K] | |
| T | : absolute temperature [K] | |
| J | : moment of inertia of seesaw [kgm ²] | |
| k_s | : inertia of seesaw [Nm] | |
| c_s | : viscous friction coefficient [Nms] | |
| a_1, a_2 | : coefficient of force [m] | |
| b_1, b_2 | : coefficient of force [m ²] | |
| P_p | : coefficient of force [Pa] | |
| F_p | : coefficient of force [N] | |
| T_p | : Coulomb friction coefficient of PAM [N ² /m] | parameters to be estimated |
| μ_s | : Coulomb friction coefficient of shaft [-] | |
| A_0 | : orifice area of control valve [m ²] | |
| k_1, k_2 | : polytropic indexes [-] | |

2.3.1 定常特性に支配的なパラメータ

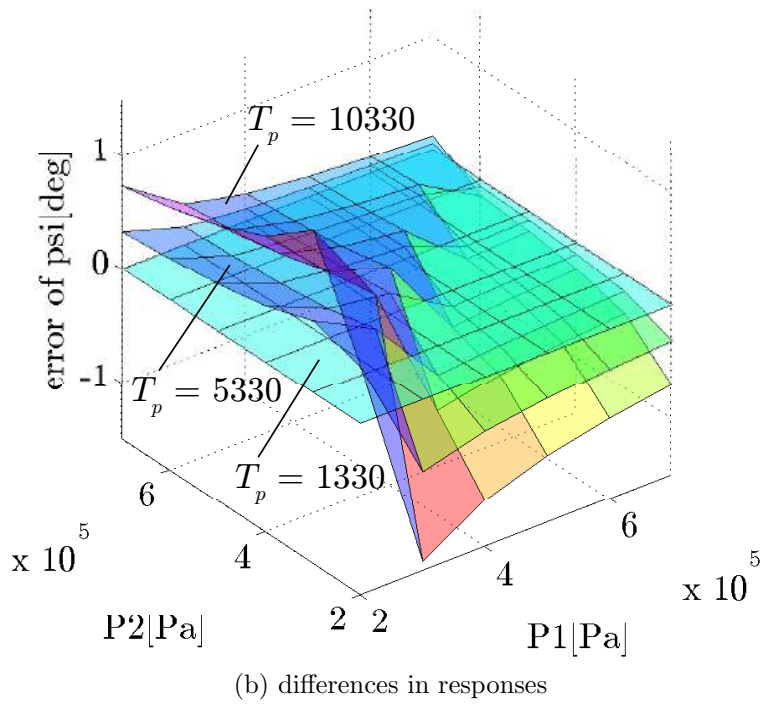
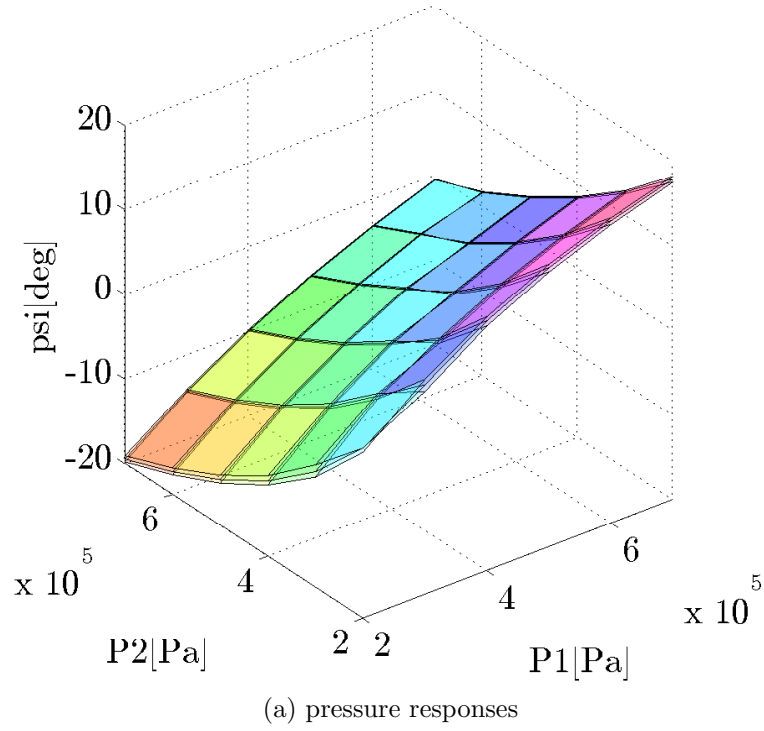
定常特性に影響を与える未知パラメータは T'_p, μ_s である。各未知パラメータの変化が定常特性に与える影響を内圧応答のシミュレーション結果より示す。内圧応答のシミュレーション結果には、 $\bar{P} = \{200, 300, 400, 500, 600, 700\}$ kPa から内圧値 \bar{P}_1, \bar{P}_2 を選択し、全組み合わせを示す。縦軸は、シーソーの角度を表す。メッシュの交点がシミュレーション結果を表す。

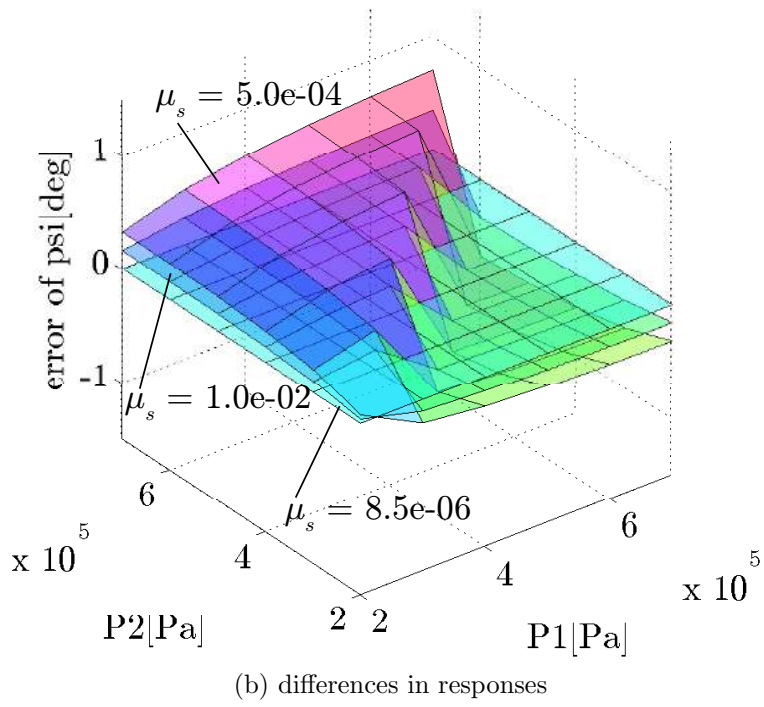
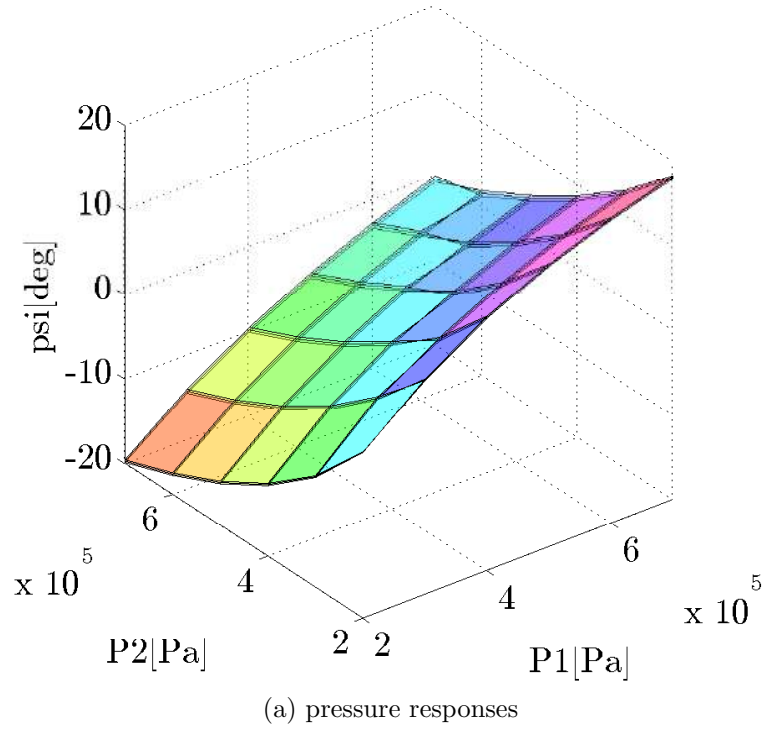
人工筋による摩擦トルク係数 T'_p

増加に従って低圧域での角度変化が大きくなる。拮抗型人工筋モデルに $T'_p = \{1330, 5330, 10330\}$ を設定した際の内圧応答シミュレーション結果を Fig. 2.7 に示す。

軸の摩擦係数 μ_s

増加に従って高圧域での角度変化が大きくなる。拮抗型人工筋モデルに $\mu_s = \{8.5e-06, 1.0e-02, 5.0e-04\}$ を設定した際の内圧応答シミュレーション結果を Fig. 2.8 に示す。

Fig. 2.7: Influence of changing T_p on pressure response.

Fig. 2.8: Influence of changing μ_s on pressure response.

2.3.2 過渡特性に支配的なパラメータ

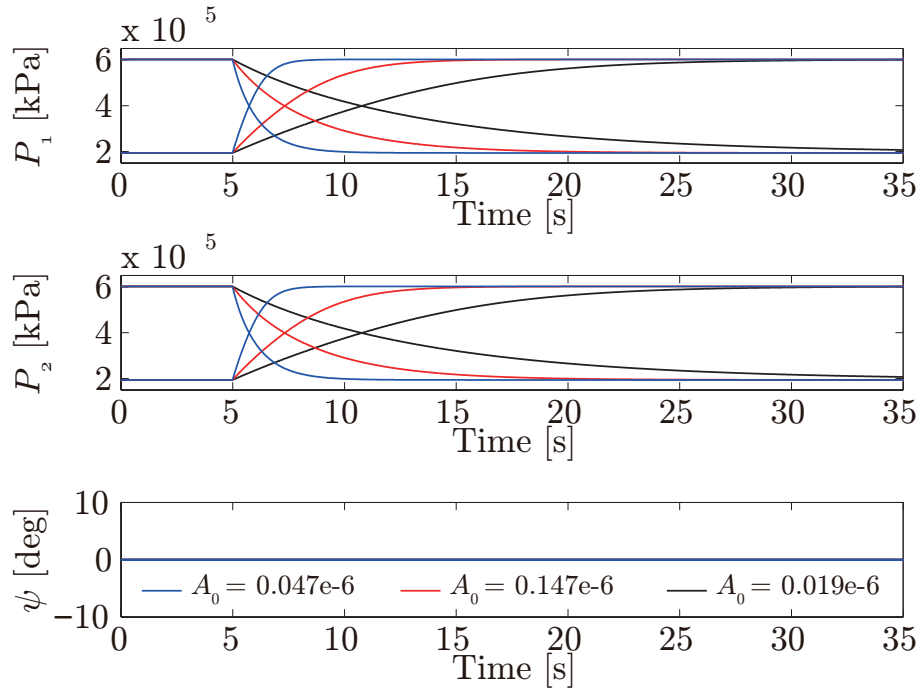
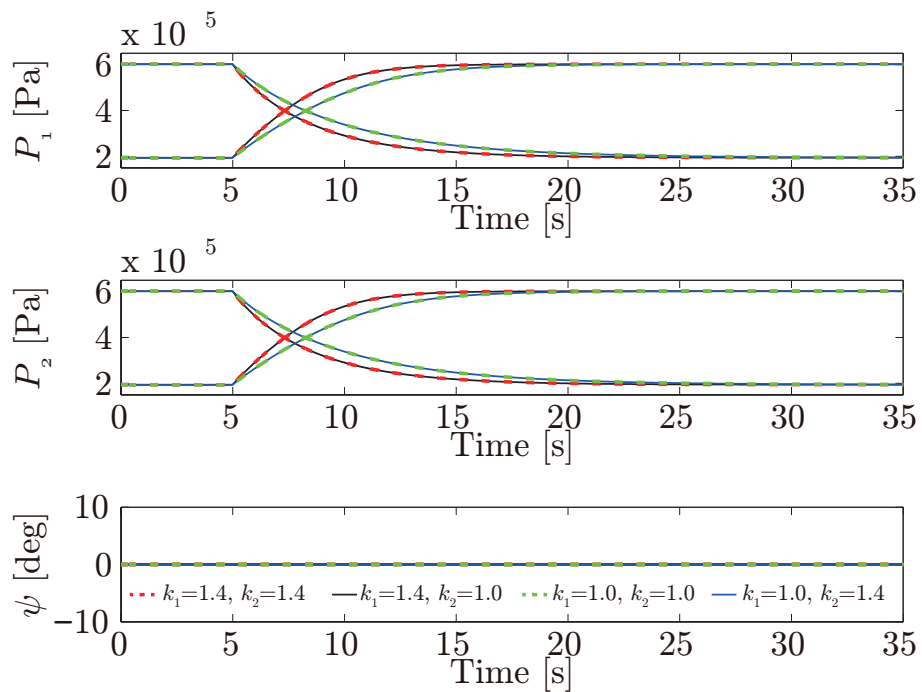
過渡特性に影響を与える未知パラメータは A_0, k_1, k_2 である。各未知パラメータの変化が過渡特性に与える影響を過渡応答のシミュレーション結果より示す。

電磁弁のオリフィス断面積 A_0

内圧変化に影響する。増加に従い内圧の立ち上がり時間が短くなる。拮抗型人工筋モデルに $A_0 = \{0.047\text{e}-6, 0.147\text{e}-6, 0.019\text{e}-6\}$ を設定した際のステップ応答のシミュレーション結果をそれぞれ Fig. 2.9 に示す。

ポリトロプ指数 k_1, k_2

内圧変化に影響する。拮抗型人工筋モデルに $[k_1, k_2] = \{[1.4, 1.4], [1.4, 1.0], [1.0, 1.0], [1.0, 1.4]\}$ を設定した際のステップ応答のシミュレーション結果をそれぞれ Fig. 2.10 に示す。

Fig. 2.9: Influence of changing the orifice area in solenoid valve A_0 on time response.Fig. 2.10: Influence of changing k_1 or k_2 on time response.

2.4 サブシステム数の検討

本節では，モデルに含まれる切替の組み合わせからサブシステム数を検討する．拮抗型人工筋システムに含まれる切替は5つである．各切替にラベルを定める．摩擦トルク T_f の切替を”I”，制御弁1の質量流量の流入量の切替を”II”，制御弁1の質量流量の流出量の切替を”III”，制御弁1の質量流量の流入量の切替を”IV”，制御弁1の質量流量の流出量の切替を”V”とする．各切替において，条件分岐先に番号を与え，ラベルの添字に番号を示す．切り替え条件のラベルを次のようにまとめる．

- 切替 I：摩擦力 F_f

$$I_1: \psi_i^v > Z(T_s + T_p)$$

$$I_2: \psi_i^v \leq Z(T_s + T_p)$$

- 切替 II：人工筋1の質量流量の流入量 m_i

$$II_1: P_1(t) \leq P_{tank} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$II_2: P_1(t) > P_{tank} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

- 切替 III：人工筋1の質量流量の流出量 m_o

$$III_1: P_{out} \leq P_1(t) \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$III_2: P_{out} > P_1(t) \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

- 切替 IV：人工筋2の質量流量の流入量 m_i

$$IV_1: P_2(t) \leq P_{tank} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$IV_2: P_2(t) > P_{tank} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

- 切替 V : 人工筋 2 の質量流量の流出量 m_o

$$V_1 : P_{out} \leq P_2(t) \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$V_2 : P_{out} > P_2(t) \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

$$\mathcal{X}_\sigma := \{x \in \mathbb{R}^4 \mid \text{I}_{\sigma 1} \wedge \text{II}_{\sigma 2} \wedge \text{III}_{\sigma 3} \wedge \text{IV}_{\sigma 4} \wedge \text{V}_{\sigma 5} \text{ is true.}\}$$

を満たす状態 x が存在する場合、サブシステムを 1 つ規定する.

切替 II-V の条件式において, 空気の比熱比が $k = 1.4$ の場合, $(\frac{2}{k+1})^{\frac{k}{k-1}} \doteq 0.5$ となる. したがって, $P_{tank} \doteq 700$ kPa, $P_{out} \doteq 100$ kPa のとき, 切替 II-V の条件式は,

$$\text{II}_1 : P_1(t) \leq 350 \text{ kPa} \qquad \text{III}_1 : 200 \text{ kPa} \leq P_1(t)$$

$$\text{II}_2 : P_1(t) > 350 \text{ kPa} \qquad \text{III}_2 : 200 \text{ kPa} > P_1(t)$$

$$\text{IV}_1 : P_2(t) \leq 350 \text{ kPa} \qquad \text{V}_1 : 200 \text{ kPa} \leq P_2(t)$$

$$\text{IV}_2 : P_2(t) > 350 \text{ kPa} \qquad \text{V}_2 : 200 \text{ kPa} > P_2(t)$$

となる. ここで, 条件 “ $P_1(t) > 350$ kPa ” かつ “ 200 kPa $> P_1(t)$ ”, および, 条件 “ $P_2(t) > 350$ kPa ” かつ “ 200 kPa $> P_2(t)$ ” は, 起こりえない. したがって, $(\text{II}_2 \wedge \text{III}_2) > 0$, $(\text{IV}_2 \wedge \text{V}_2) > 0$ を満たす P_1, P_2 は存在しない.

以上に注意して起こりうるサブシステムを網羅的に書き出す. 本節のサブシステムの規定で得られるすべての状態の部分集合 \mathcal{X}_σ とサブシステム f_σ の対応関係を Table 2.2 に示す.

Table 2.2: Correspondence of conditions \mathcal{X}_σ and modes f_σ

| conditions \mathcal{X}_σ | modes f_σ |
|---|------------------|
| $\mathcal{X}_1 := \{x \in \mathbb{R}^4 \mid \text{I}_1 \wedge \text{II}_1 \wedge \text{III}_1 \wedge \text{IV}_1 \wedge \text{V}_1 \text{ is true.}\}$ | f_1 |
| $\mathcal{X}_2 := \{x \in \mathbb{R}^4 \mid \text{I}_1 \wedge \text{II}_1 \wedge \text{III}_1 \wedge \text{IV}_1 \wedge \text{V}_2 \text{ is true.}\}$ | f_2 |
| $\mathcal{X}_3 := \{x \in \mathbb{R}^4 \mid \text{I}_1 \wedge \text{II}_1 \wedge \text{III}_1 \wedge \text{IV}_2 \wedge \text{V}_1 \text{ is true.}\}$ | f_3 |
| $\mathcal{X}_4 := \{x \in \mathbb{R}^4 \mid \text{I}_1 \wedge \text{II}_1 \wedge \text{III}_2 \wedge \text{IV}_1 \wedge \text{V}_1 \text{ is true.}\}$ | f_4 |
| $\mathcal{X}_5 := \{x \in \mathbb{R}^4 \mid \text{I}_1 \wedge \text{II}_2 \wedge \text{III}_1 \wedge \text{IV}_1 \wedge \text{V}_1 \text{ is true.}\}$ | f_5 |
| $\mathcal{X}_6 := \{x \in \mathbb{R}^4 \mid \text{I}_1 \wedge \text{II}_1 \wedge \text{III}_2 \wedge \text{IV}_1 \wedge \text{V}_2 \text{ is true.}\}$ | f_6 |
| $\mathcal{X}_7 := \{x \in \mathbb{R}^4 \mid \text{I}_1 \wedge \text{II}_2 \wedge \text{III}_1 \wedge \text{IV}_2 \wedge \text{V}_1 \text{ is true.}\}$ | f_7 |
| $\mathcal{X}_8 := \{x \in \mathbb{R}^4 \mid \text{I}_1 \wedge \text{II}_2 \wedge \text{III}_1 \wedge \text{IV}_1 \wedge \text{V}_2 \text{ is true.}\}$ | f_8 |
| $\mathcal{X}_9 := \{x \in \mathbb{R}^4 \mid \text{I}_1 \wedge \text{II}_1 \wedge \text{III}_2 \wedge \text{IV}_2 \wedge \text{V}_1 \text{ is true.}\}$ | f_9 |
| $\mathcal{X}_{10} := \{x \in \mathbb{R}^4 \mid \text{I}_2 \wedge \text{II}_1 \wedge \text{III}_1 \wedge \text{IV}_1 \wedge \text{V}_1 \text{ is true.}\}$ | f_{10} |
| $\mathcal{X}_{11} := \{x \in \mathbb{R}^4 \mid \text{I}_2 \wedge \text{II}_1 \wedge \text{III}_1 \wedge \text{IV}_1 \wedge \text{V}_2 \text{ is true.}\}$ | f_{11} |
| $\mathcal{X}_{12} := \{x \in \mathbb{R}^4 \mid \text{I}_2 \wedge \text{II}_1 \wedge \text{III}_1 \wedge \text{IV}_2 \wedge \text{V}_1 \text{ is true.}\}$ | f_{12} |
| $\mathcal{X}_{13} := \{x \in \mathbb{R}^4 \mid \text{I}_2 \wedge \text{II}_1 \wedge \text{III}_2 \wedge \text{IV}_1 \wedge \text{V}_1 \text{ is true.}\}$ | f_{13} |
| $\mathcal{X}_{14} := \{x \in \mathbb{R}^4 \mid \text{I}_2 \wedge \text{II}_2 \wedge \text{III}_1 \wedge \text{IV}_1 \wedge \text{V}_1 \text{ is true.}\}$ | f_{14} |
| $\mathcal{X}_{15} := \{x \in \mathbb{R}^4 \mid \text{I}_2 \wedge \text{II}_1 \wedge \text{III}_2 \wedge \text{IV}_1 \wedge \text{V}_2 \text{ is true.}\}$ | f_{15} |
| $\mathcal{X}_{16} := \{x \in \mathbb{R}^4 \mid \text{I}_2 \wedge \text{II}_2 \wedge \text{III}_1 \wedge \text{IV}_2 \wedge \text{V}_1 \text{ is true.}\}$ | f_{16} |
| $\mathcal{X}_{17} := \{x \in \mathbb{R}^4 \mid \text{I}_2 \wedge \text{II}_2 \wedge \text{III}_1 \wedge \text{IV}_1 \wedge \text{V}_2 \text{ is true.}\}$ | f_{17} |
| $\mathcal{X}_{18} := \{x \in \mathbb{R}^4 \mid \text{I}_2 \wedge \text{II}_1 \wedge \text{III}_2 \wedge \text{IV}_2 \wedge \text{V}_1 \text{ is true.}\}$ | f_{18} |

第3章 モデル妥当性の実機検証

本章ではまず，人工筋の静的張力のパラメータを求める手法を述べ，次に，拮抗型人工筋装置を用いシーソーの物理特性のパラメータおよび開度関数を求める手法を説明する．最後に，シミュレーション値と実験値の結果を比較し，拮抗型人工筋モデルの妥当性を検証する．

3.1 人工筋実験装置の構成

実験には，神田通信工業製のエアマッスル (0.5inch) の空気圧ゴム人工筋を用いる．また実験装置は，Fig. 3.1 に示す装置を用いる．実験装置の諸元を Table. 3.1 に示す．比例流量制御弁への指令電圧値を入力として与える．また，出力として，ロードセルによって張力，圧力計によって人工筋の内圧をサンプリング周期 1ms で計測することができる．

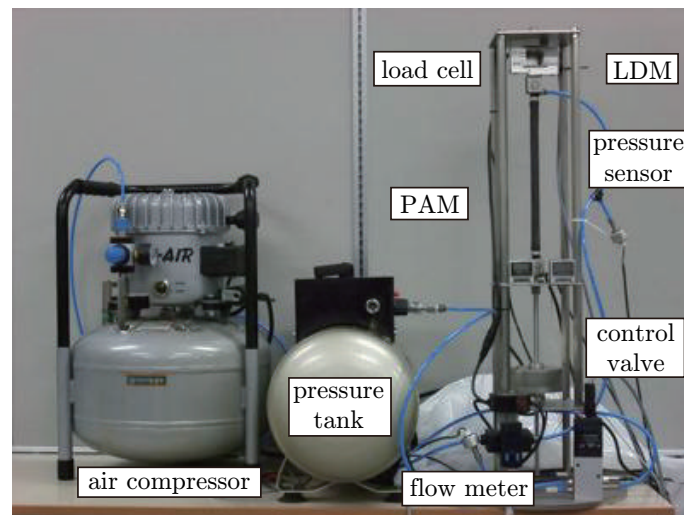


Fig. 3.1: Experimental PAM system.

Table 3.1: Experimental equipments of single pam

| Name | Specifications |
|--------------------------------|---|
| PAM | AirMuscle, Kanda Tsushin Kogyo, length: 200 mm (be given 2kgf mass), diameter: 10 mm. |
| Solenoid valve | MPYE-5-M5-010-B, FESTO, 5/3-way valve, critical frequency: 125 Hz. |
| Laser displacement meter (LDM) | ZX-LD300L and ZX-LDA11-N, Omron, optical resolution: 0.3 mm. |
| Pressure sensor | E8MS-10, Omron, range: 0–1 MPa. |
| Flow meter | SAB-10U-WQ8-2SV-M12, FESTO, range: 0.1–10 L/min. |
| Air compressor | 6-25, JUN-AIR, tank: 25 L, displacement: 60 L/min. |
| Pressure tank | AST-25G, EARTH MAN, tank: 25 L. |
| Control PC | Vine Linux 5.0, RT-Preempt Patch, CPU: 2.7 GHz, memory: 4 GB, homebuilt. |

3.2 人工筋の張力の計測

人工筋の張力のパラメータ a, b, P_p, F_p を実験計測値から求める。まず、可動部長毎に人工筋の両端を固定し、一定内圧下での張力を計測し、線形近似する。次に、得られた近似直線の傾きと可動部長の関係を最小二乗法により線形近似する。最後に、各近似直線の交点の中心点を求める。張力および内圧を計測した実験結果および近似結果を Fig. 3.2 に示す。○が実験結果、実線が近似結果である。

可動部長および可動部長に対応する傾きの関係を Fig. 3.3 に示す。○が Fig. 3.2 に示した近似直線の傾きおよび対応する可動部長を示し、実線は近似直線の傾きを可動部長に対して線形近似した結果である。

人工筋の張力特性は人工筋の個体の可動部長の違いによるばらつきが確認されるため、拮抗型人工筋モデルに含まれる a_1, b_1, a_2, b_2 の値の決定の際は、まず、1つの人工筋個体について実験計測値から作成したパラメータを基準値として、定常圧力下の角度のシミュレーション結果および実験結果の比較により a_1, b_1, a_2, b_2 を得る。

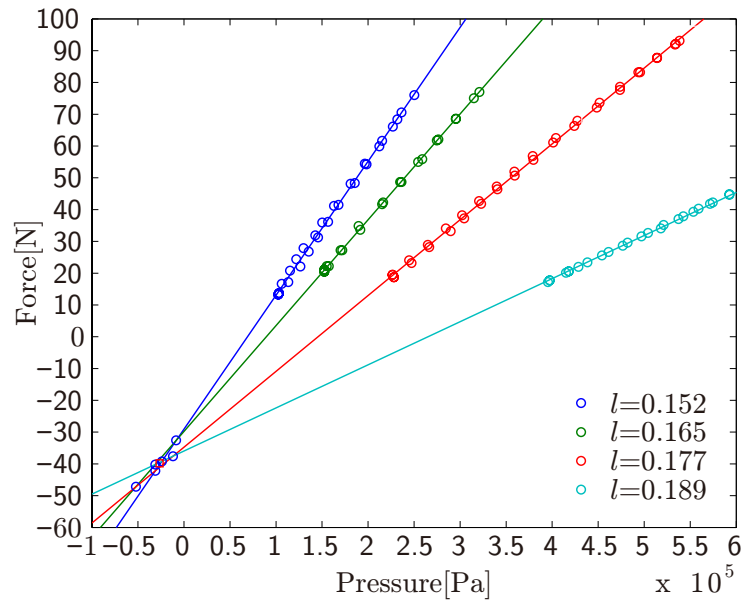
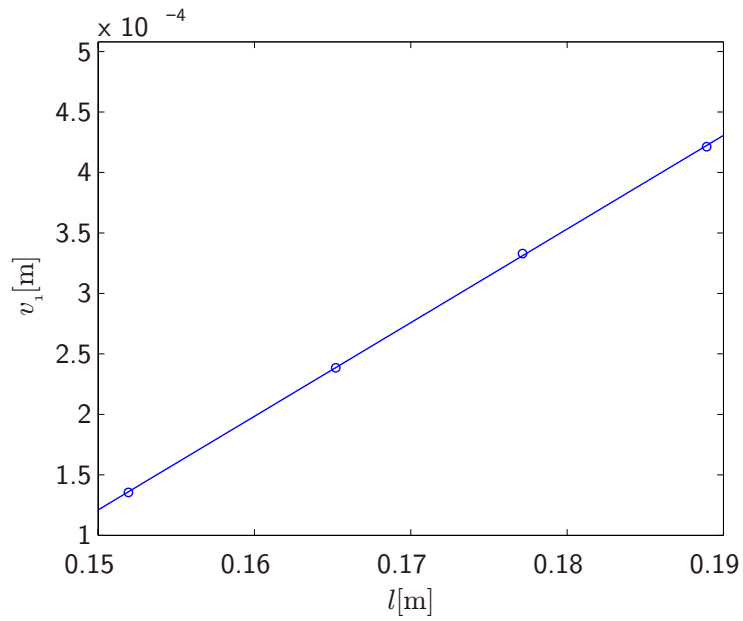


Fig. 3.2: pressure and force (PAM length contracted).

Fig. 3.3: PAM length and a .

3.3 拮抗型人工筋実験装置の構成

実験には，神田通信工業製のエアマッスル (0.5inch) の空気圧ゴム人工筋を用いる．また実験装置は，Fig. 3.4 に示す装置を用いる．実験装置の諸元を Table. 3.2 に示す．

比例流量制御弁への指令電圧値を入力として与える．また，出力は，トルクセンサによってトルク，ロータリーエンコーダによって角度，圧力計によって人工筋の内圧をサンプリング周期 1ms で得る．

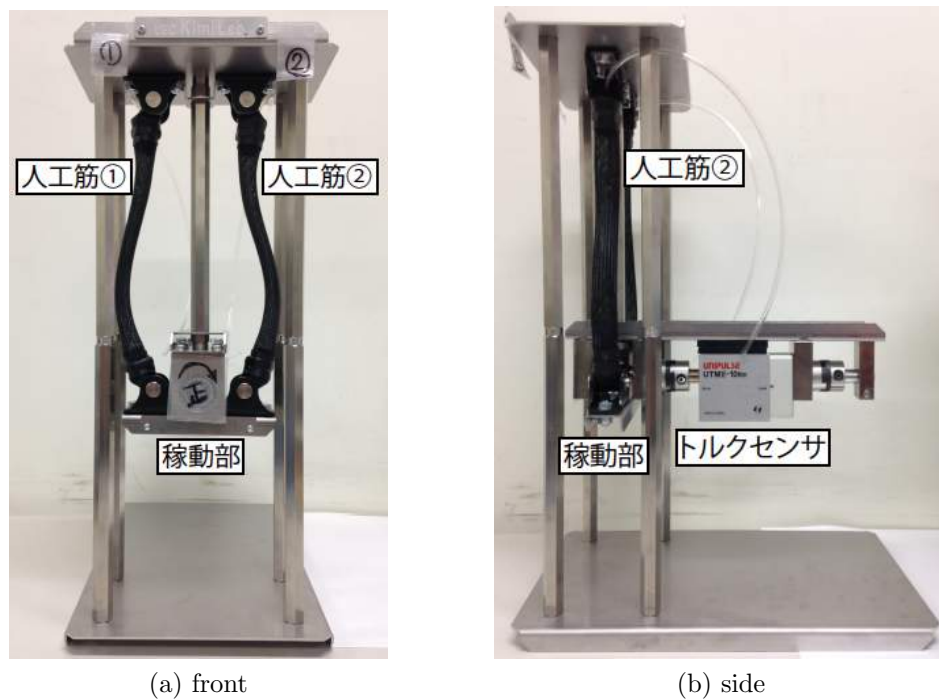


Fig. 3.4: Experimental antagonistic PAM pairs system.

Table 3.2: Experimental equipments of antagonistic pam pairs

| Name | Specifications |
|------------------|---|
| PAM1, PAM2 | AirMuscle, Kanda Tsushin Kogyo, length: 200 mm (be given 2 kgf mass), diameter: 0.5 inch. |
| Solenoid valve1, | MPYE-5-M5-010-B, FESTO, |
| Solenoid valve2 | 5/3-way valve, critical frequency: 125 Hz. |
| Torque sensor | UTM II-10 Nm(R), UNIPULSE, range: ± 10 Nm |
| Rotary encoder | UTM II-10 Nm(R), UNIPULSE, incremental, resolution: 2000 P/R |
| Pressure sensor | E8F2-B10C, Omron, range: 0–1 MPa. |
| Air compressor | 6-25, JUN-AIR, tank: 25 L, displacement: 60 L/min. |
| Pressure tank | AST-25G, EARTH MAN, tank: 25 L. |
| Control PC | Ubuntu12.04, Xenomai2.6.2.1 Patch, CPU: 3.2 GHz, memory: 8 GB, homebuilt. |

3.4 シーソーの物理特性計測

本節では、シーソーの物理特性パラメータ J, c_s, k_s を実験計測値から求める。このとき、人工筋とシーソーの接続を取り除いておく。

復元トルクの係数 k_s を求める。まず、シーソーのシャフトをトルクメータに固定した際の静的トルクを測定した。実験結果を Fig. 3.5 に示す。ここで、実験値を $k_s \sin \psi$ および $k_s \psi$ に近似し、実験値との誤差を調べると、 $k_s \sin \psi \simeq k_s \psi$ であることがわかる。近似式の実験値との誤差を Table. 3.5 に示す。

慣性モーメント J および粘性摩擦トルク係数 c_s をシーソーの自由振動の計測値から求める。式 (2.9) より、シーソーの回転に関する運動方程式は次式である。

$$J\ddot{\psi} + c_s\dot{\psi} + k_s \sin \psi = 0$$

Table. 3.5 より $k_s \sin \psi \simeq k_s \psi$ なので、以下のように近似する。

$$J\ddot{\psi} + c_s\dot{\psi} + k_s \psi = 0$$

次に、 ψ について解くと、次式を得る。

$$\begin{aligned} \psi(t) &= Ce^{-\gamma t} \cos(\zeta t + \alpha) + \beta \\ \gamma &= \frac{c_s}{2J}, \quad \zeta = \sqrt{\frac{k_s}{J} - \left(\frac{c_s}{2J}\right)^2} \end{aligned} \quad (3.1)$$

ここで、 $C, \gamma, \zeta, \alpha, \beta$ は定数である。 J, c_s は次式により得られる。

$$J = \frac{k_s}{\gamma^2 + \zeta^2}, \quad c_s = 2 \frac{k_s}{\gamma^2 + \zeta^2} \gamma$$

γ および ζ の値を得るため、実験計測をおこなった。Fig. 3.6 に実験結果を示す。時間に対する角度の計測値である。0[deg] から計測を開始し、ある時間でシーソー角度の正の駆動限界まで傾けて拘束した後、拘束をはずした。振動の収束を待ち、シーソー角度の負の駆動限界まで傾けて拘束した後、拘束をはずした。Matlab Curve-fitting tool を用いて、シーソーの自由振動部分の実験値を式 (3.1) に近似し、 γ および ζ を得た。

Table 3.3: RMSE between approximations and experimental data of restoring torque of see-saw

| | k_s | RMSE[N] | NRMSE[%] |
|------------------|---------|----------|----------|
| $k_s \sin(\psi)$ | 0.04117 | 0.001233 | 0.029822 |
| $k_s \psi$ | 0.03986 | 0.001267 | 0.030644 |

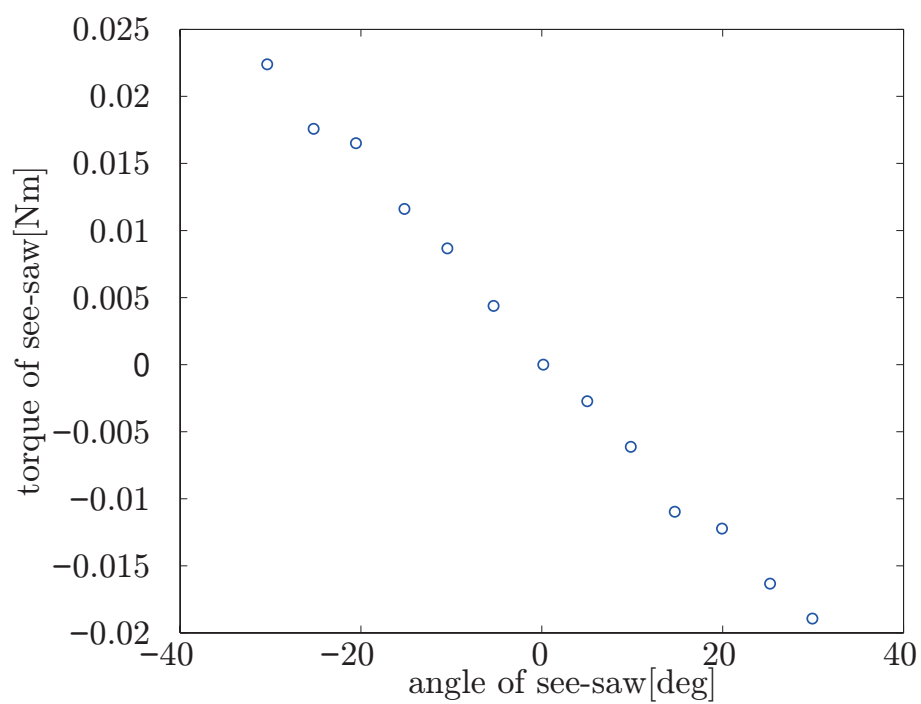


Fig. 3.5: restoring torque and angle of see-saw.

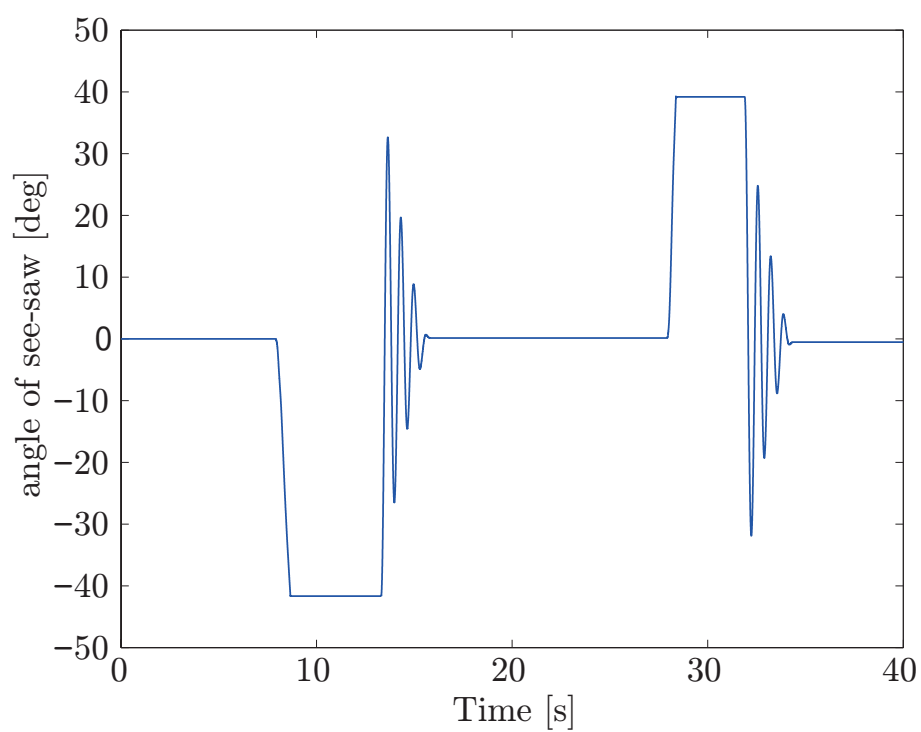


Fig. 3.6: time response of angle of see-saw.

3.5 制御弁の入出力関係

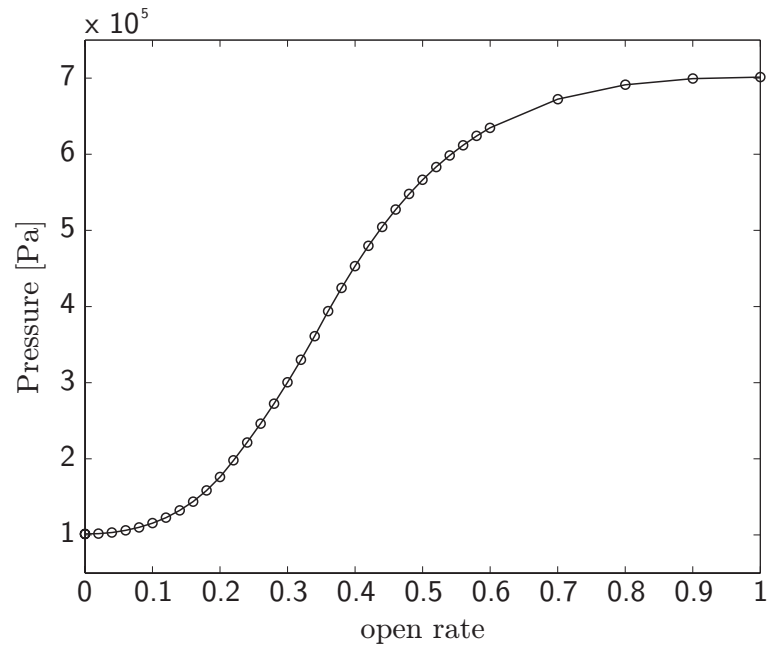
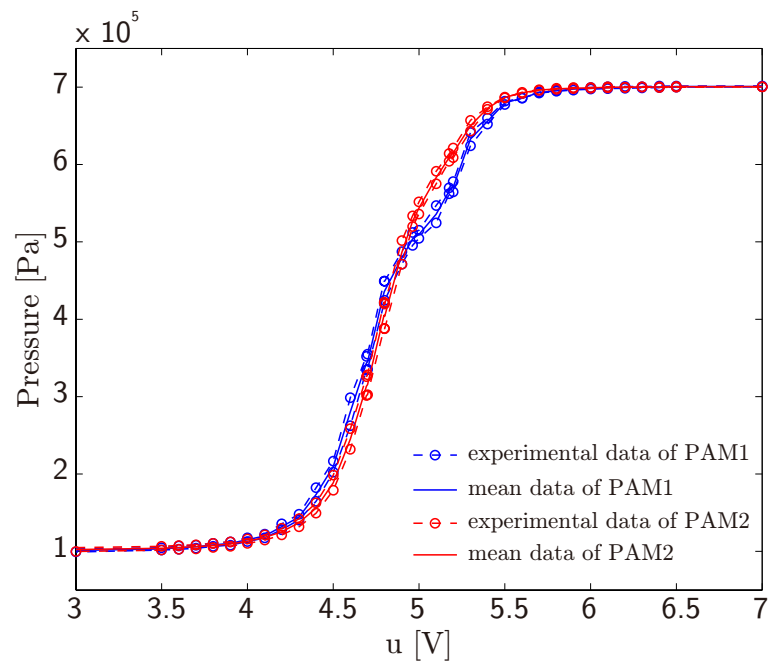
制御弁への入力電圧 u に対し，開度 α を返す関数 $\kappa(u)$ を作成する．まず，式 (2.13) より開度 α に対する定常内圧 P を計算する．次に，実機実験により入力電圧 u と定常内圧 P の関係を調べる．

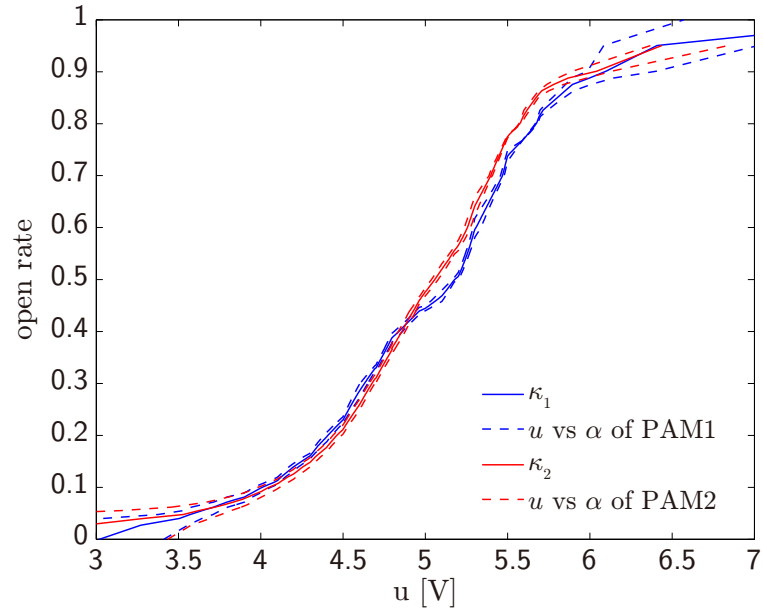
式 (2.13) から得られる α と定常内圧 \bar{P} の関係を Fig. 3.7 に示す．

昇圧時および降圧時で入力電圧 u に対する定常内圧 \bar{P} を測定した．入力電圧 u と定常内圧 \bar{P} の関係を Fig. 3.8 に示す．赤線が制御弁 1 に接続された PAM1 の定常内圧，青線が制御弁 2 に接続された PAM2 の定常内圧である． \circ が測定点であり，実線が昇圧時および降圧時の内圧値の平均値を表す．

$u = \kappa(\alpha)$ の算出手順を述べる．まず，シミュレーションから得た \bar{P} と α の関係を $\bar{P} = f(\alpha)$ ，実験から得た u と \bar{P} の関係を $u = g(\bar{P})$ とおく．次に， $u = g(\bar{P})$ に $\bar{P} = f(\alpha)$ を代入して $u = \kappa(\alpha)$ を得る．このとき用いる関係は不連続であるため，値の補完値を線形内挿により得る．得られた α と u の関係を Fig. 3.9 に示す．赤線が制御弁 1，青線が制御弁 2 である．実線が昇圧時および降圧時の内圧値の平均値の α と u の関係，破線が昇圧時および降圧時それぞれの α と u の関係である．Fig. 3.9 より，昇圧時および降圧時で u と α の関係にヒステリシスが確認できるが，本研究では，昇圧時および降圧時の内圧値平均による u と α の関係を開度関数に採用する．

制御弁 1 に対応する開度関数を $\kappa_1(\alpha)$ ，制御弁 2 に対応する開度関数を $\kappa_2(\alpha)$ とし，作成した開度関数および内圧の対応を Table. 3.4 に示す．以降の節の実験およびシミュレーションでは，入力値を Table. 3.4 から参照する．

Fig. 3.7: α vs \bar{P} on simulation result.Fig. 3.8: u vs \bar{P} on experimental result.

Fig. 3.9: Relationship between u and α .Table 3.4: u and \bar{P}

| x | $u_{1x}[\text{V}]$ | $u_{2x}[\text{V}]$ | $\alpha[-]$ | $\bar{P}[\text{kPa}]$ |
|-----|--------------------|--------------------|-------------|-----------------------|
| 1 | 4.4739 | 4.5202 | 0.22186 | 200 |
| 2 | 4.5571 | 4.6066 | 0.26285 | 250 |
| 3 | 4.6290 | 4.6750 | 0.29969 | 300 |
| 4 | 4.7050 | 4.7391 | 0.33284 | 350 |
| 5 | 4.7587 | 4.7958 | 0.36409 | 400 |
| 6 | 4.8309 | 4.8533 | 0.39779 | 450 |
| 7 | 4.9530 | 4.9211 | 0.43629 | 500 |
| 8 | 5.1357 | 5.0156 | 0.48241 | 550 |
| 9 | 5.2467 | 5.1494 | 0.54240 | 600 |
| 10 | 5.3737 | 5.2994 | 0.64061 | 650 |

Table 3.5: RMSE and NRMSE of $\kappa_1(u_1)$, \bar{P}_1 , $\kappa_2(u_2)$, \bar{P}_2

| — | $\kappa_1(u_1)$ | \bar{P}_1 | $\kappa_2(u_2)$ | \bar{P}_2 |
|-------|-----------------|-------------|-----------------|-------------|
| RMSE | 0.009847 | 9.4072e+03 | 0.01010 | 1.0071e+04 |
| NRMSE | 0.0194 | 0.0157 | 0.0179 | 0.0168 |

3.6 パラメータ値の推定および結果

以上で述べたパラメータの性質およびパラメータ算出方法に基づいて、パラメータ値の推定手順を以下にまとめる。

1. 静的張力のパラメータ a , b , P_p , F_p を求める。
2. シーソーの物理特性 J , c_s , k_s を求める。
3. 使用する制御弁の開度関数 κ_1, κ_2 を作成する。
4. 定常圧力下の角度のシミュレーション結果および実験結果の比較により a_1, b_1 , a_2, b_2 , T_p', T_s を決定する。
5. 内圧の時間応答のシミュレーション結果および実験結果の比較により A_{01}, A_{02} , k_1, k_2 を決定する。

以上で述べた手法に基づいてパラメータを決定し、実験装置の計測結果に基づき、実験値およびシミュレーション値を比較しながら T_p および T_s を決定した。得られたパラメータを Table. 3.6 に示す。

Table 3.6: Parameters for Antagonistic PAM pairs system

| | | |
|-----------------------------|--------------------------|--------------------------------|
| r_p [m] | 0.006 | directly measurable parameters |
| r [m] | 0.0365 | |
| L_0 [m] | 0.165 | |
| D_1 [m ³] | -2.4439×10^{-3} | |
| D_2 [m ³] | 6.8239×10^{-3} | |
| D_3 [m ³] | 4.2539×10^{-4} | |
| J [kgm ²] | 4.602e-04 | |
| c_s [Ns/m] | 9.070e-04 | |
| k_s [kgm ²] | 4.117e-02 | |
| M [kg] | 0.310 | |
| P_{tank} [Pa] | 0.701×10^6 | |
| P_{out} [Pa] | 0.101×10^6 | |
| k [-] | 1.40 | |
| R [J/kg·K] | 287 | |
| T [K] | 293 | |
| a_1 [m] | 7.300e-03 | for transient |
| b_1 [m ²] | -1.040e-03 | |
| a_2 [m] | 7.427e-03 | |
| b_2 [m ²] | -1.052e-03 | |
| P_p [Pa] | -2.654e+04 | |
| F_p [N] | -36.78 | |
| μ_s [1/N ²] | 1.440e-4 | |
| T_p [1/N ²] | 4600 | |
| A_{01} [m ²] | 0.0689e-6 | |
| A_{02} [m ²] | 0.0648e-6 | |
| k_1 [-] | 1.4 | |
| k_2 [-] | 1.0 | |

3.7 妥当性の実機検証

提案モデルの妥当性を，提案モデルのシミュレーション値と実機実験による値の比較によって検証する．まず，定常特性を検証する．ステップ信号を与えたときの過渡応答値を用いて，過渡特性を検証する．

3.7.1 定常特性の比較

定常特性について，パラメータ推定をおこなったモデルを用いたシミュレーション値と，実験値の結果を比較する．入力電圧 u_1, u_2 を Table. 3.4 から参照し，全組みあわせについて，定常応答を計測した．シミュレーションモデルでは実験値と同値の P_1, P_2 に対する応答を計算した．シミュレーション値および実験値を Fig. 3.10 に示す．縦軸は，シーソーの角度を表す．○はシミュレーション値，メッシュの交点の実験値である．シミュレーション値の実験値との誤差を Fig. 3.11 に示す．縦軸は，シミュレーション値の実験値との誤差である．また，シミュレーション値の実験値との RMSE は 0.3738 [deg]，NRMSE は 1.008 [%] であり，概ね一致している．

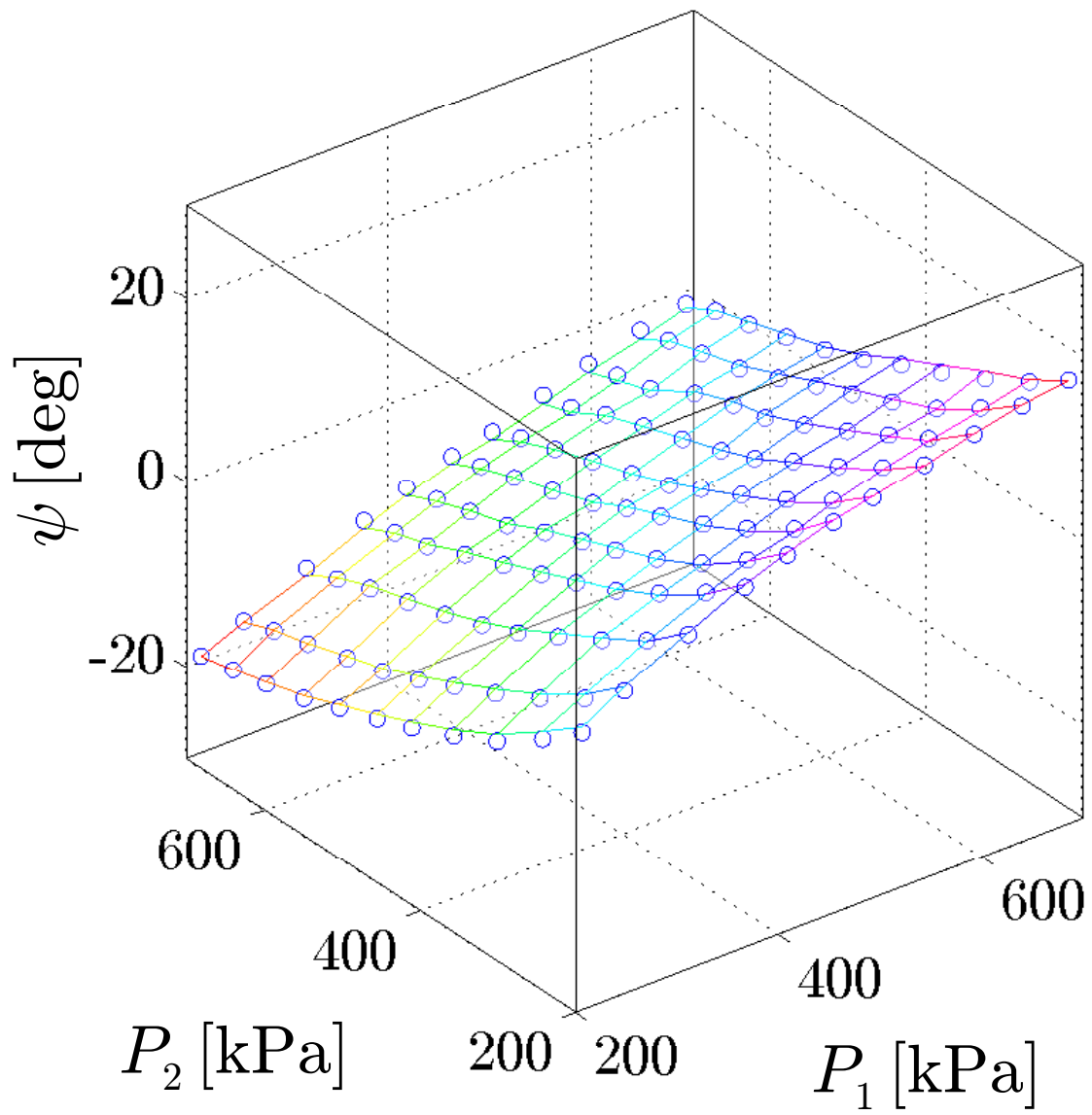


Fig. 3.10: Validation result of pressure and angle.

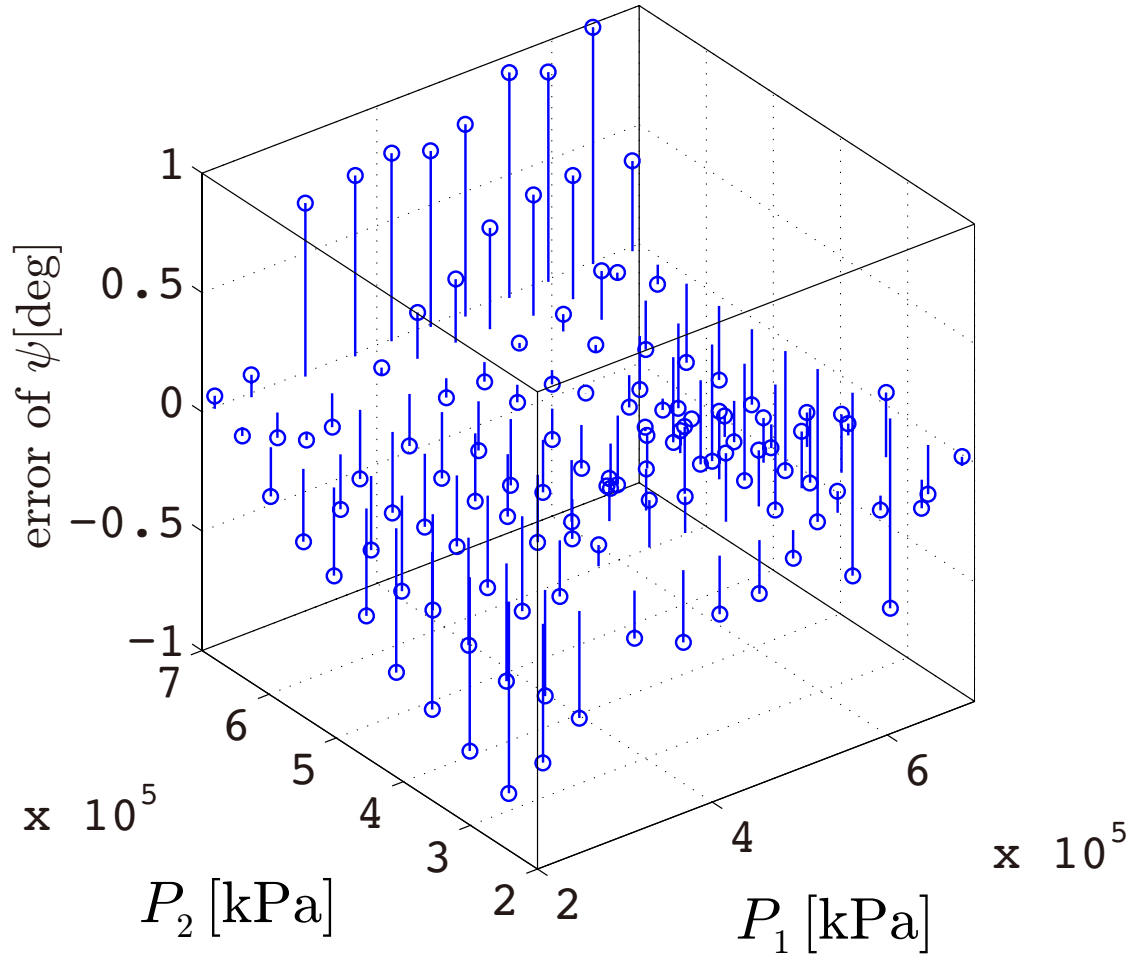


Fig. 3.11: Error of pressure and angle.(RMSE: 0.3738)

3.7.2 過渡特性の比較

過渡特性について，パラメータ推定をおこなったモデルを用いたシミュレーション値および実験値の結果を比較する．シミュレーション値および実験値を Fig. 3.12–3.18 に示す．それぞれ，上段から，人工筋 1 の内圧，人工筋 2 の内圧，シーソー角度である．赤線がシミュレーション結果，青線が実験結果である．シミュレーションおよび実験で与えた入力は以下の式から得られる．

$$\begin{aligned} \text{Case 1: } u &= \begin{cases} U_1 & \text{if } 0 < t < 5, 35 < t \\ U_2 & \text{otherwise.} \end{cases} \\ \text{Case 2: } u &= \begin{cases} U_1 & \text{if } 0 < t < 5 \\ U_1 + \begin{bmatrix} A_1 \sin 2\pi f(t-5) \\ A_2 \sin 2\pi f(t-5) \end{bmatrix} & \text{otherwise.} \end{cases} \end{aligned}$$

ここで， $U_1 \in \mathbb{R}^2$ および $U_2 \in \mathbb{R}^2$ に与える各電圧は Table. 3.4 から参照する．**Case 1** について，おこなったシミュレーション値と実験値との誤差を Table. 3.7 に示す．

内圧応答について，実験結果 (Table. 3.7) より，RMSE は 20 kPa 以下であった．Table. 3.5 より，開度関数による RMSE が 10 kPa である．また，センサの仕様による誤差が 10 kPa である．したがって，提案モデルは概ね妥当である．角度応答について，実験結果 (Table. 3.7) より，RMSE は 2.0 deg 以下であった．エンコーダ精度 0.180 deg，定常応答 RMSE 0.3738 deg である．また，エンコーダの性質により，測定開始時の角度を 0 deg として計測している．ゆえに，計測開始時の角度に誤差が生じた可能性がある．正弦波応答について，実験結果 (Fig. 3.15–3.18) より，昇圧時と降圧時で応答に違いがあることがわかる．

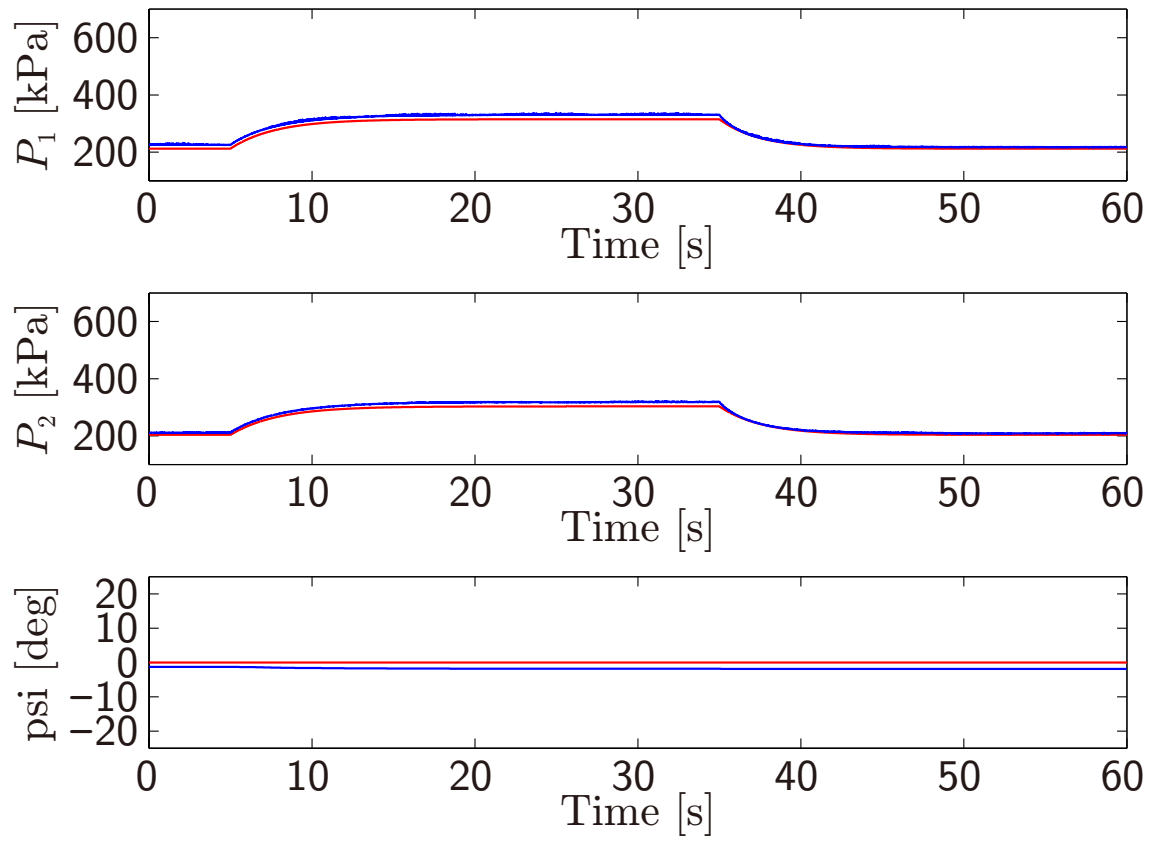


Fig. 3.12: Time response of pressures and angle(**Case 1**, $U_1 = [u_{11}, u_{21}]$, $U_2 = [u_{13}, u_{23}]$).

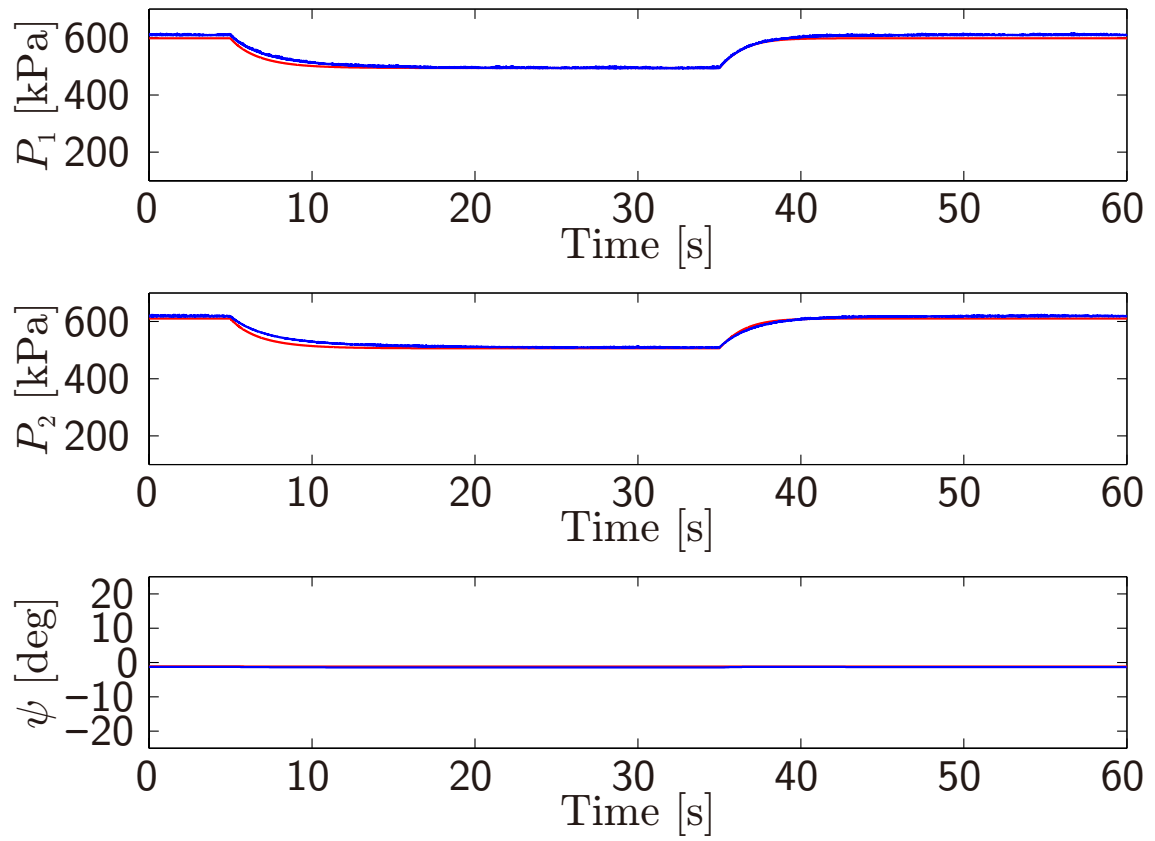


Fig. 3.13: Time response of pressures and angle(**Case 1**, $U_1 = [u_{19}, u_{29}]$, $U_2 = [u_{17}, u_{27}]$).

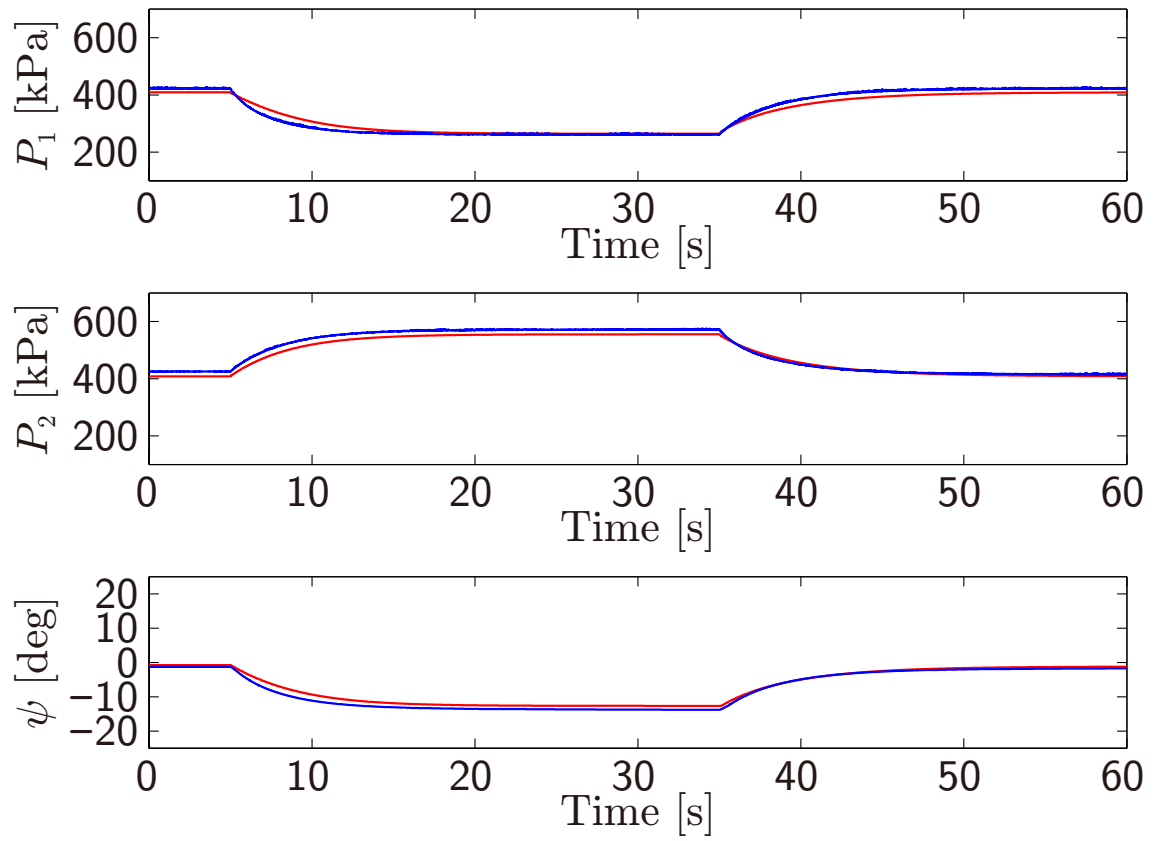


Fig. 3.14: Time response of pressures and angle(**Case 1**, $U_1 = [u_{15}, u_{25}]$, $U_2 = [u_{12}, u_{28}]$).

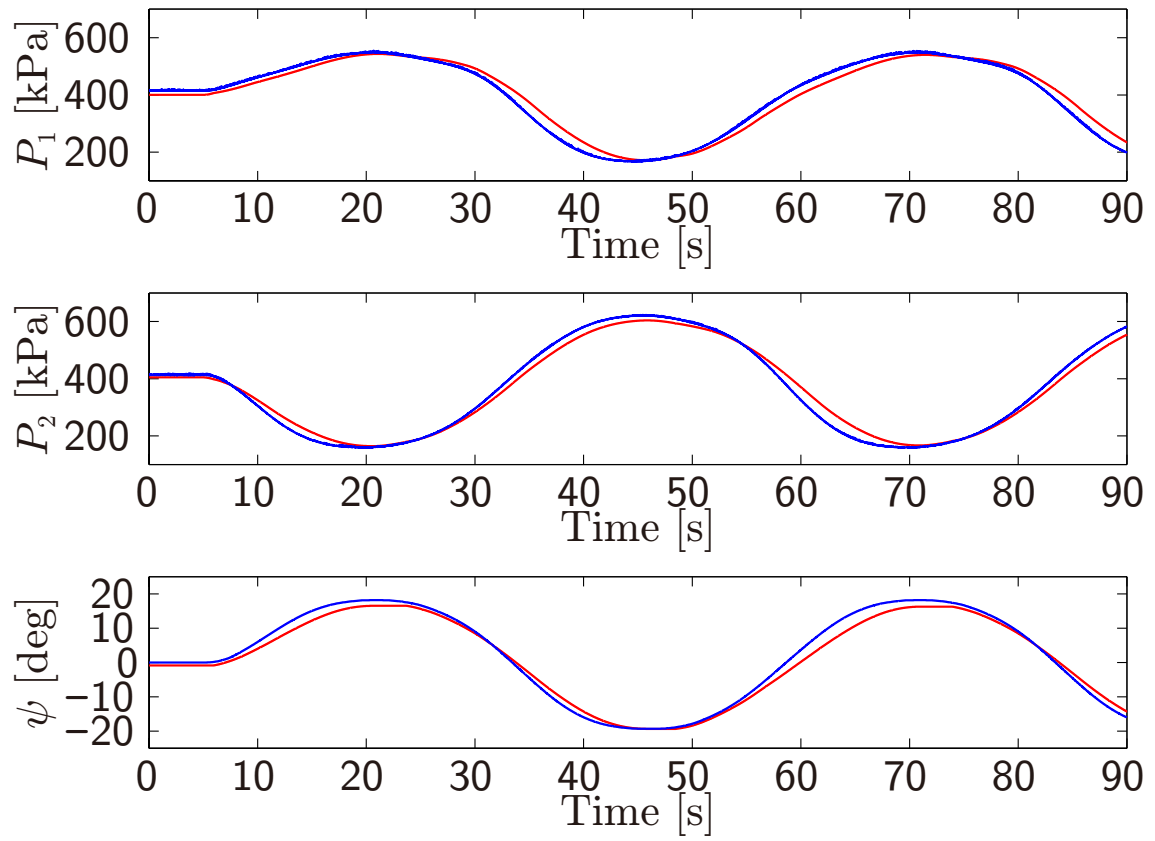


Fig. 3.15: Time response of pressures and angle(**Case 2**, $U_1 = [u_{15}, u_{25}]$, $A_1 = 0.4$, $A_2 = -0.4$, $f = 0.02$).

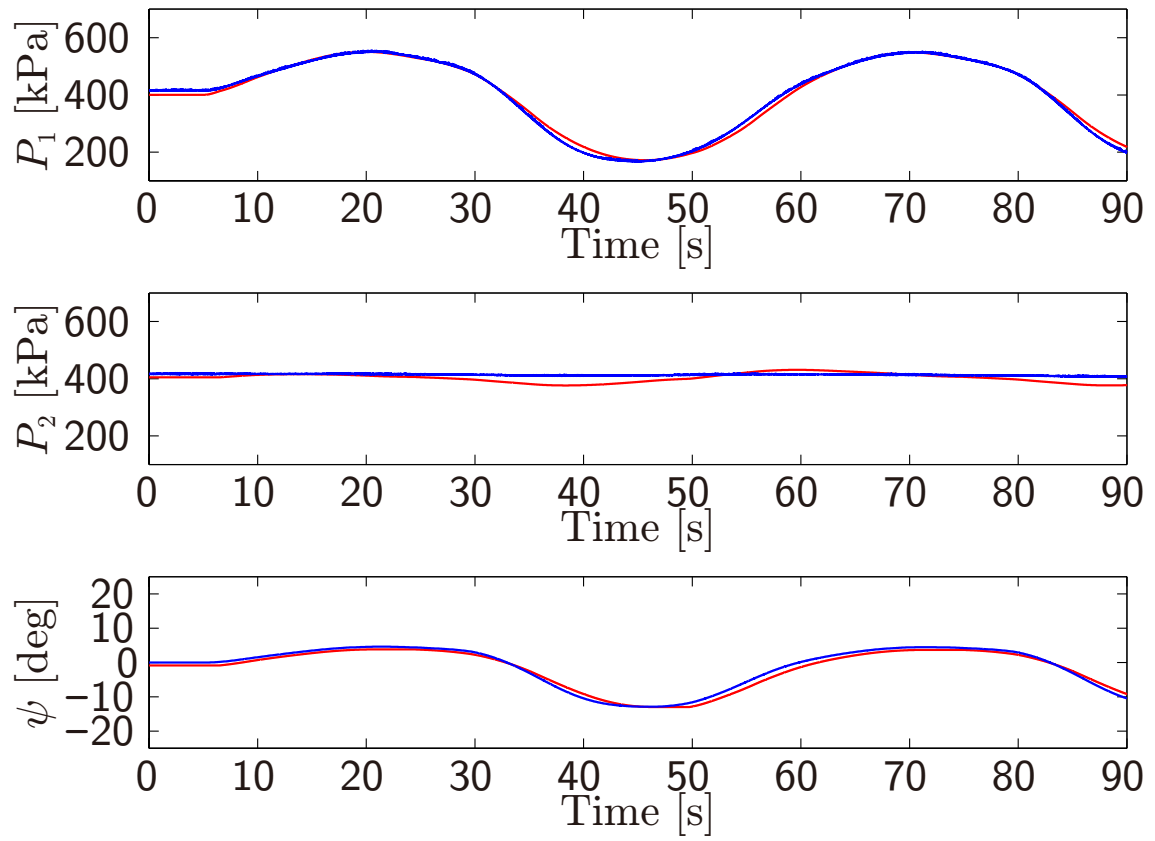


Fig. 3.16: Time response of pressures and angle(**Case 2**, $U_1 = [u_{15}, u_{25}]$, $A_1 = 0.4$, $A_2 = 0$, $f = 0.02$).

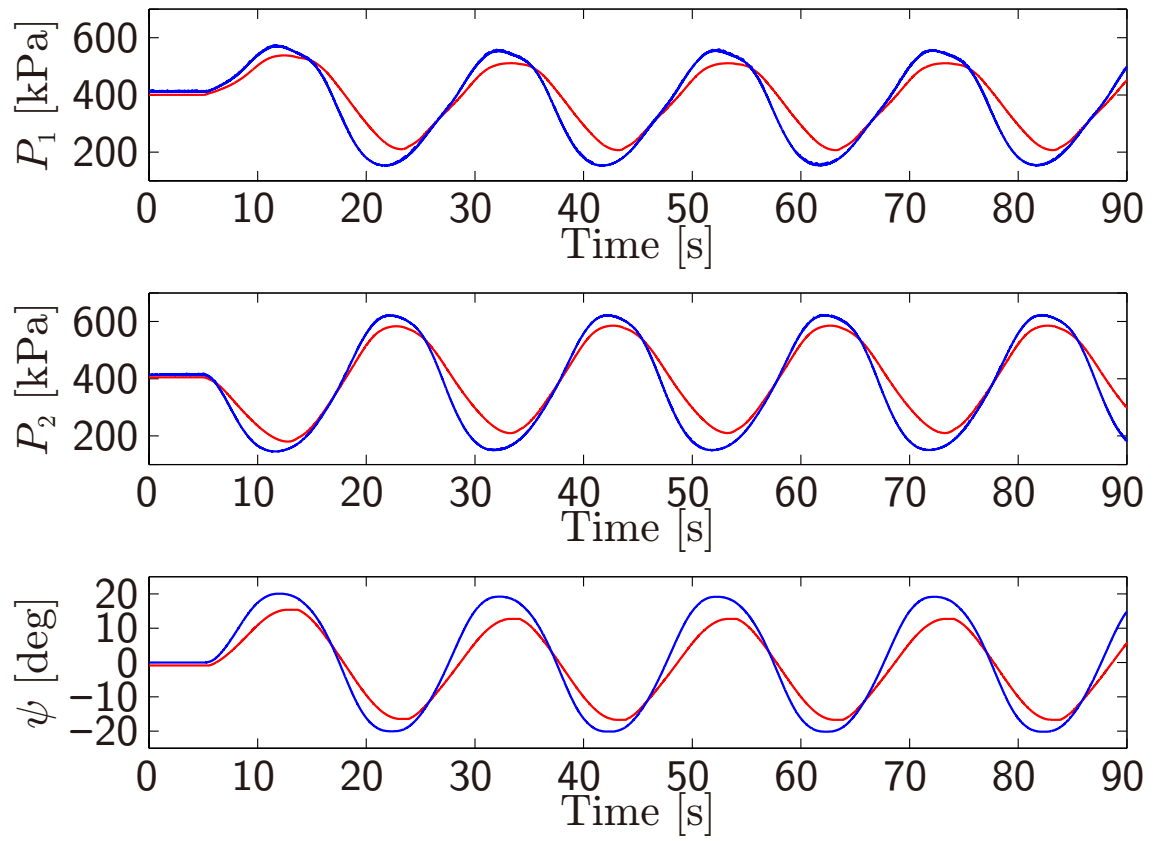


Fig. 3.17: Time response of pressures and angle(**Case 2**, $U_1 = [u_{15}, u_{25}]$, $A_1 = 0.5$, $A_2 = -0.5$, $f = 0.05$).

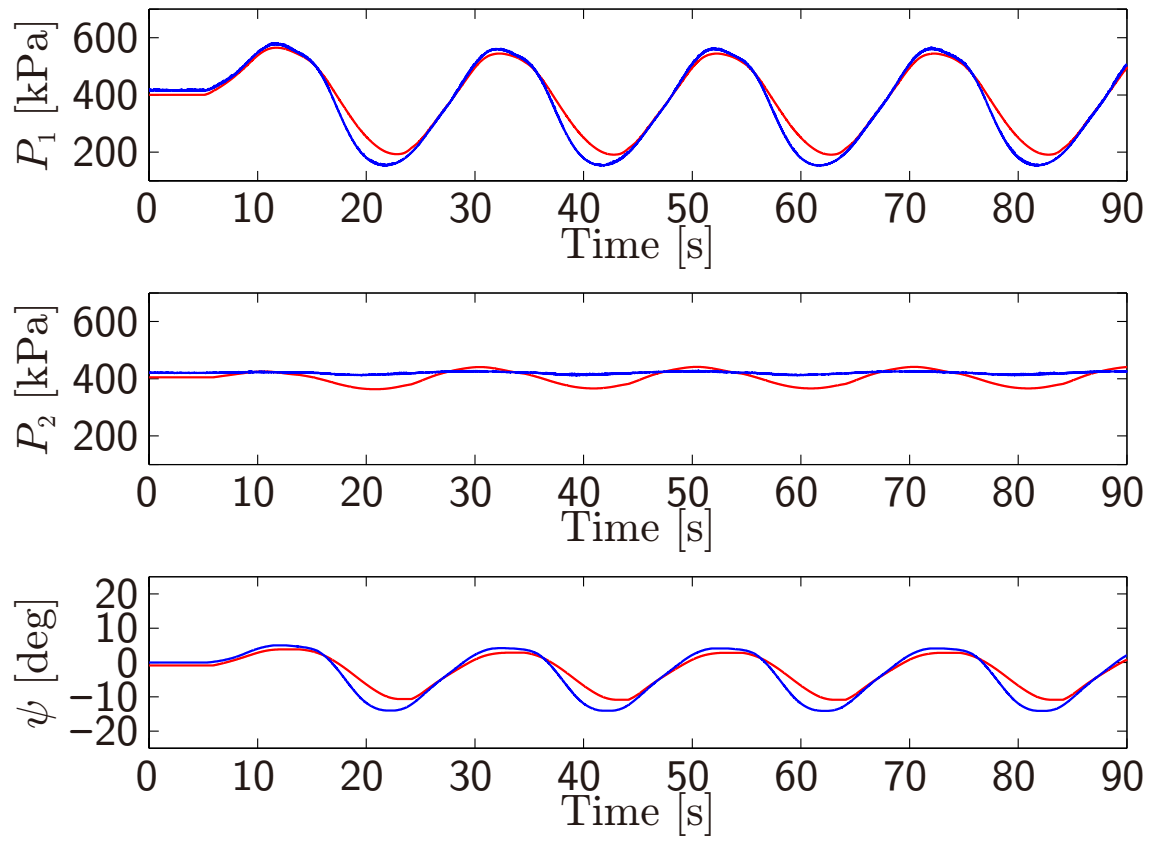


Fig. 3.18: Time response of pressures and angle(**Case 2**, $U_1 = [u_{15}, u_{25}]$, $A_1 = 0.5$, $A_2 = 0$, $f = 0.05$).

Table 3.7: RMSE of P_1, P_2, ψ (Case 1)

| U_1 | U_2 | RMSE of P_1 [Pa] | RMSE of P_2 [Pa] | RMSE of ψ [deg] |
|--------------------|--------------------|--------------------|--------------------|----------------------|
| $[u_{11}, u_{21}]$ | $[u_{13}, u_{23}]$ | 1.2152e+04 | 1.0551e+04 | 0.50647 |
| $[u_{11}, u_{21}]$ | $[u_{15}, u_{25}]$ | 1.3127e+04 | 1.4754e+04 | 0.58779 |
| $[u_{11}, u_{21}]$ | $[u_{17}, u_{27}]$ | 1.0147e+04 | 1.3786e+04 | 0.71916 |
| $[u_{11}, u_{21}]$ | $[u_{19}, u_{29}]$ | 1.1139e+04 | 1.5159e+04 | 0.71593 |
| $[u_{15}, u_{25}]$ | $[u_{13}, u_{23}]$ | 1.0479e+04 | 1.1950e+04 | 0.94332 |
| $[u_{15}, u_{25}]$ | $[u_{17}, u_{27}]$ | 8.8695e+03 | 1.2748e+04 | 0.81150 |
| $[u_{15}, u_{25}]$ | $[u_{19}, u_{29}]$ | 1.5848e+04 | 1.5357e+04 | 0.88474 |
| $[u_{19}, u_{29}]$ | $[u_{13}, u_{23}]$ | 7.7831e+03 | 1.0995e+04 | 1.32800 |
| $[u_{19}, u_{29}]$ | $[u_{17}, u_{27}]$ | 9.0546e+03 | 8.4562e+03 | 1.09773 |
| $[u_{11}, u_{21}]$ | $[u_{11}, u_{23}]$ | 1.5217e+04 | 1.2146e+04 | 1.06900 |
| $[u_{11}, u_{21}]$ | $[u_{11}, u_{25}]$ | 1.6023e+04 | 1.8428e+04 | 1.41653 |
| $[u_{11}, u_{21}]$ | $[u_{11}, u_{27}]$ | 1.5640e+04 | 1.8830e+04 | 1.63147 |
| $[u_{11}, u_{21}]$ | $[u_{11}, u_{29}]$ | 1.7702e+04 | 2.3034e+04 | 1.93934 |
| $[u_{15}, u_{25}]$ | $[u_{14}, u_{26}]$ | 9.7470e+03 | 1.2603e+04 | 0.71423 |
| $[u_{15}, u_{25}]$ | $[u_{12}, u_{28}]$ | 1.4242e+04 | 1.4346e+04 | 0.70402 |
| $[u_{15}, u_{25}]$ | $[u_{11}, u_{29}]$ | 1.6445e+04 | 1.2221e+04 | 0.75427 |

第4章 おわりに

4.1 まとめ

本論文では，人工筋に加わる負荷に依存しない静的張力モデルを導出し，既存の流体ダイナミクスモデルおよび新たに導出した人工筋の張力モデル，シーソーのダイナミクスからなる拮抗型人工筋システムの数理モデルを導出した．提案モデルに対して，パラメータが特性に与える影響を確認した．パラメータ推定をおこなったモデルの妥当性をシミュレーション値と実験値との比較により検証し，提案モデルが妥当であると結論づけた．

4.2 今後の課題や展望

今後の課題は，流体ダイナミクスの見直し，および，計測手法の検討である．まず，流体ダイナミクスモデルの改良が必要である．提案モデルに与えた入力が大きく昇圧するとき，圧力応答の立ち上がりに遅れがみられた．内圧の立ち上がりは気体の流入出によるものであるため，入力電圧の動特性に応じて流体ダイナミクスの過渡特性が変化していると考えられる．また，定常内圧にずれが確認されるため，入力電圧に対する開度の定常応答についてもさらなる検討が必要である．シーソー角度の計測に用いたインクリメンタルエンコーダは，測定原点を計測開始時に更新するため，実験ごとに測定開始点に誤差が生じる．ゆえに，実験装置に原点復帰可能な機能が必要である．

今後の展望は，提案モデルの一般化による多様な形態の多配置人工筋装置モデルへの適用である．本論文で提案した人工筋の張力モデルに含まれるパラメータは，エアマッスルの各個体に対して固有である．これは，エアマッスルが製作都合上，可動部長にばらつき（公差： $\pm 5\%$ ）を持つためである．したがって，エアマッスルの固有可動部長に対するパラメータの傾向がわかれば，張力パラメータの決定に役に立つ．人工筋の張力を外部負荷によって影響を受けないパラメータを用いて，表現したことにより，人工筋の設置状況に依存せず，人工筋の張力を想定でき，拮抗型の他の設置状況に対してモデルの拡張が簡易になる．

参考文献

- 1) 総務省統計局. 人口推計. <http://www.stat.go.jp/data/jinsui/pdf/201601>, 2016.
- 2) T. Noritsugu and T. Tanaka. Application of rubber artificial muscle manipulator as a rehabilitation robot. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol. 2, No. 4, pp. 259–267, 1997.
- 3) D. Sakai, T. Noritsugu, and M. Takaiwa. Wearable master-slave training device for lower limb constructed with pneumatic rubber artificial muscles. In *the 7th JFPS International Symposium on Fluid Power*, pp. 493–498, 2008.
- 4) M. Ding, J. Ueda, and T. Ogasawara. Pinpointed muscle force control using a power-assisting device: System configuration and experiment. In *the 2nd Biennial IEEE/RAS-EMBS International Conference on Biomedical Robotics and Biomechatronics*, pp. 181–186, 2009.
- 5) K. Narioka and K. Hosoda. Motor development of an pneumatic musculoskeletal infant robot. In *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, pp. 963–968, 2011.
- 6) T. Itto and K. Kogiso. Hybrid modeling of mckibben pneumatic artificial muscle systems. *IEEE International Conference on Industrial Technology*, pp. 65–70, 2011.
- 7) B. Tondu and P. Lopez. Modeling and control of mckibben artificial muscle robot actuators. *IEEE Control Systems Magazine*, Vol. 20, No. 2, pp. 15–38, 2000.
- 8) K. Kogiso, K. Sawano, and K. Sugimoto. Identification procedure for Mckibben pneumatic artificial muscle system. *IEEE/RSJ International Conference on Intelligence Robotics and Systems*, pp. 3714–3721, 2012.
- 9) 浦邊, 内藤, 小木曾. Mckibben 型空気圧ゴム人工筋モデルの妥当性. 計測自動制御工学会論文集, Vol. 51, No. 4, pp. 267–273, 2015.

- 10) K. Urabe and K. Kogiso. Hybrid nonlinear model of McKibben pneumatic artificial muscle system incorporating a pressure-dependent coulomb friction coefficient. *IEEE Conference on Control Application*, pp. 1571–1578, 2015.
- 11) J. Borzikova. Non-linear approximation of the static characteristic $f = f(p, \kappa)$ of antagonistic system. In *Proceeding ARTEP 2008*, pp. 1–5, 2008.
- 12) M. Balara and J. Borzikova. The mathematical description of characteristics of pneumatic artificial muscles. In *DAAAM Internaional Scientific Book*, pp. 025–032, 2005.
- 13) V. Jouppila, S. A. Gadsden, and A. Ellman. Modeling and identification of a pneumatic muscle actuator system controlled by an on/off solenoid valve. In *7th International Fluid Power Conference*, pp. 1–11, 2010.
- 14) J. Sarosi, G. Szabo, and J. Gyeviki. Investigation and application of pneumatic artificial muscles. *Biomechanica Hungarica*, Vol. 3, No. 1, pp. 208–214, 2010.
- 15) J. Sarosi. New approximation algorithm for the force of fluidic muscles. In *7th IEEE International Symposium on Applied Computational Intelligence and Informatics*, pp. 229–233, 2012.
- 16) A. Hosovsky and M. Havran. Dynamic modeling of one degree of freedom pneumatic muscle-based actuator for industrial applications. *Tehnicki Vjesnik*, Vol. 19, No. 3, pp. 673–681, 2012.
- 17) M. Tothova, J. Pitel, A. Hosovsky, and J. Sarosi. Numerical approximation of static characteristics of mckibben pneumatic artificial muscle. *International Journal of Mathematics and Computers in Simulation*, Vol. 9, pp. 228–233, 2015.
- 18) J. Borzikova, J. Pitel, and M. Tothova. Dynamic simulation model of pam based antagonistic actuator. In *the 12th International Carpathian Control Conference*, pp. 28–31, 2011.
- 19) M. Tothova and A. Hosovsky. Dynamic simulation model of pneumatic actuator with artificial muscle. In *IEEE 11th International Symposium on Applied Machine Intelligence and Informatics*, pp. 47–51, 2013.
- 20) M. Tothova and J. Pitel. Dynamic model of pneumatic actuator based on advanced geometric muscle model. In *IEEE 9th International Conference on Computational Cybernetics*, pp. 83–87, 2013.

- 21) M. Tothova and J. Pitel. Simulation of actuator dynamics based on geometric model of pneumatic artificial muscle. In *IEEE 11th International Symposium on Intelligent Systems and Informatics*, pp. 233–237, 2013.
- 22) A. Hosovsky and M. Havran. Hill’s muscle model-based modelling of pneumatic artificial muscle. In *the 22nd International DAAAM Symposium*, Vol. 22, pp. 1005–1006, 2011.
- 23) J. Pitel and M. Tothova. Dynamics of pneumatic muscle actuator: Measurement and modeling. In *the 15th International Carpathian Control Conference*, pp. 432–436, 2014.
- 24) T. Vo-Minh, T. Tjahjowidodo, H. Ramon, and H. Van Brussel. A new approach to modeling hysteresis in pneumatic artificial muscle using the maxwell-slip model. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, Vol. 16, No. 1, pp. 177–186, 2011.
- 25) 香川, 藤田, 山中. 人工筋アクチュエータの非線形モデル. 計測自動制御学会論文集, Vol. 29, No. 10, pp. 1241–1243, 1993.
- 26) E. Richer and Y. Hurmuzlu. A high performance pneumatic force actuator system. *Journal of Dynamic System, Measurement, and Control*, Vol. 122, No. 3, pp. 416–425, 2000.
- 27) 長谷, 長野, 中村. 入門講座 やさしいゴムの物理 補講 (4). 日本ゴム協会誌, Vol. 83, No. 4, pp. 110–116, 2010.
- 28) R. Kikuuwe, N. Takesue, and A. Sano. Admittance and impedance representations of friction based on implicit euler integration. *IEEE Transaction on Robotics*, Vol. 22, No. 6, pp. 1176–1188, 2006.

業績リスト

国内会議論文 (査読なし)

- [29] 角谷, 小木曾, 仮想的な負荷変動と PI 補償による収縮率変化のない空気圧ゴム人工筋モデル, 第 58 回 自動制御連合講演会, 1G2-2, 2015

国際会議論文 (査読あり)

- [30] R. Kadoya and K. Kogiso, Invariant-Length PAM Model Considering Virtual Weight and PI Compensation, *SICE International Symposium on Control Systems*, 4A2-1, 2016.

謝辞

本研究を遂行するにあたり，多大なるご指導とご助言を頂いた電気通信大学 知能機械工学科 小木曾公尚准教授に深く感謝いたします。

研究を通じて活発な議論に御付き合いいただいた小木曾研究室人工筋班の皆様に感謝いたします。

実験装置の拡張に関して，ご助力頂いた小木曾研究室の小玉君，横山君に感謝します。

大学院での生活をおくるにあたり，多大なご理解とご支援を寄せていただいた，家族と友人に，心より感謝いたします。